This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06642566 5

que si le nombre de courses de ces pistons était le même et que la quantité de produits de la condensation qui se formeraient dans ces deux courses, fût égale à celle qui se forme effectivement pour le nombre de courses du piston moteur qui correspond à deux courses du piston de la pompe à air.

6° L'eau froide qui sert à la condensation, au lieu d'arriver d'une manière à peu près continue et uniforme dans le condenseur, devrait arriver avec plus d'abondance au début qu'à la fin de chaque condensation, afin d'éviter l'accroissement de tension, dans le condenseur, qui est dû à une trop haute température des eaux de condensation, à la trop haute tension des vapeurs saturées, correspondante à cette température et, surtout, aux retard de condensation. On pourrait arriver à ce résultat en injectant l'eau froide par deux orifices dont l'un verserait, sans interruption, une partie de l'eau nécessaire à la condensation complète, et dont l'autre verserait le complément par intermittence et dès le début de la décharge de vapeur.

7° Il ne faut négliger aucun moyen de multiplier les points de contact entre la vapeur et l'eau froide qui arrivent simultanément dans le condenseur, afin d'accélérer la condensation et pour qu'il n'échappe à cette condensation que la plus petite quantité possible de vapeur, dès le début de l'opération. Plus la condensation est rapide plus la contrepression moyenne derrière le piston moteur, pendant la course, devient faible.

8° Un des meilleurs moyens d'accélérer la condensation serait de subdiviser pour ainsi dire à l'infini les filets d'injection de l'eau froide ; on réaliserait assez bien cette condition en plaçant la bâche à eau froide un peu plus haut que le condenseur et en dirigeant les filets au sortir de la pomme d'injection, de façon qu'ils se rencontrent et se choquent très près des orifices de sortie. M. Colladon, dans ses machines à comprimer l'air, a obtenu un effet de refroidissement très rapide, par ce procédé qui n'exige pas absolument que les filets aient un très petit diamètre qui exposerait les orifices à s'obstruer.

9°. Le tuyau de communication entre le cylindre moteur et le condenseur doit offrir le moins de résistance possible à l'écoulement de la vapeur, afin que la différence de tension

entre les deux capacités, soit la plus faible possible ; il faut donc que ce tuyau soit court, large et non contourné, et que la lumière de dégagement sur le cylindre ait une grande section.

10° La position de la pompe à air, relativement au condenseur, doit être telle que, lorsque tous les produits que le piston doit refouler dans l'atmosphère, sont entrés dans cette pompe, le niveau des eaux de condensation ne s'élève dans celle-ci, que d'une petite quantité au-dessus de la partie supérieure de l'orifice que recouvre le clapet de retenue placé entr'elle et le condenseur. La pompe produit alors, dans ce dernier, toute la raréfaction correspondante au volume engendré par son piston. Toute surélévation du niveau dans cette pompe, à cette époque de son fonctionnement, amène un accroissement de tension continu et représenté par la différence des niveaux dans les deux capacités en communication.

11° Le clapet de retenue et les clapets du piston de la pompe, quand elle est aspirante élévatoire, doivent se soulever sous le moindre effort ; s'ils opposaient une résistance au soulèvement, elle produirait le même effet d'accroissement général de la tension, que la surélévation du niveau de l'eau dans la pompe ; cet accroissement serait mesuré par la hauteur de la colonne d'eau qui devrait agir sur leur face inférieure pour les soulever.

12° Les fuites autour du piston d'une pompe à air aspirante élévatoire, occasionnent la rentrée d'un certain volume d'eau, dans la région de la pompe d'où il vient d'être extrait, et comme ce volume doit être repris par le piston dans la course suivante, en même temps que le volume normal des eaux de condensation, l'espace livré aux produits gazeux, dans la pompe à air, se trouve réduit d'autant, et la tension régulatrice est augmentée dans la pompe et dans le condenseur.

Si la pompe est aspirante et foulante avec piston plongeur, les fuites autour de la garniture amènent dans la pompe de l'air atmosphérique pendant la période d'admission des produits de la condensation, dans cette pompe, et ces rentrées d'air extérieur peuvent augmenter très rapidement la tension dans tout l'appareil. On peut atténuer l'inconvénient en plaçant la garniture dans une bâche pleine d'eau, de façon à remplacer les

DE

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE

DE LA CHALEUR.

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE

DE LA CHALEUR

AU POINT DE VUE

DE SON EMPLOI COMME FORCE MOTRICE,

PAR

A. DEVILLEZ,

DIRECTEUR DE L'ÉCOLE PROVINCIALE DES MINES DU HAINAUT,
PROFESSEUR DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE ET DE CONSTRUCTIONS CIVILES
A LA MÊME ÉCOLE.

TOME SECOND.

MONS,
HECTOR MANCEAUX, IMPRIMEUR, ÉDITEUR.

BRUXELLES,
LIBRAIRIE HENRI MANCEAUX,
RUE DES TROIS TÊTES.

PARIS,
LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE J. BAUDRY,
RUE DES SAINTS PÈRES, 15.

1882.

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE

DE LA CHALEUR.

ment de l'air un peu avant que le piston ait terminé sa course. L'air ainsi emprisonné se comprime jusqu'à la fin de cette course et sa tension peut être relevée qu'à devenir égale à la tension de l'air nouveau qui sera admis dans le cylindre pour la course suivante. Ce cylindre ne reçoit ainsi d'air nouveau que le volume correspondant à la course de son piston sous la tension initiale. Il est vrai qu'il faut dépenser le travail de compression dans l'espace nuisible, mais ce travail est moindre que le travail qu'il a fallu transmettre à l'appareil compresseur pour comprimer et introduire la même quantité d'air dans le réservoir, et lorsque la machine à air comprimé est à détente jusqu'à la pression atmosphérique, le travail dépensé pour la compression à la fin de la course est intégralement restitué par la détente de la même quantité d'air qui ajoute son travail à celui de l'air nouveau qui est venu du réservoir. Dans ce cas, la perte est nulle, si l'on fait abstraction des résistances passives correspondantes aux excédants de chemins parcourus pour la compression et la détente de ce volume d'air constant qui peut être considéré comme ne sortant jamais du cylindre où sa fonction consiste à neutraliser la perte correspondante aux espaces nuisibles.

Cette compression à la fin des courses présente encore l'avantage supplémentaire de réchauffer l'air et les extrémités du cylindre, d'amoindrir ainsi les risques de congélation de l'eau, et de diminuer la rapidité des changements de direction du mouvement, comme ferait un ressort ; cet effet est très favorable à la marche des machines à mouvement rapide et empêche les organes principaux de se détériorer aussi promptement.

Quant à la grandeur des lumières et conduits par lesquels l'air comprimé arrive dans les cylindres, ils doivent être un peu plus grands que lorsqu'on emploie la vapeur. En effet, la haute pression de l'air ne s'obtient qu'à des conditions plus onéreuses que la haute pression de la vapeur, et il est avantageux d'éviter de porter l'air dans les réservoirs, à une tension beaucoup plus élevée que celle sous laquelle il doit agir contre le piston de la machine motrice. Or, sous la même différence de tension entre deux capacités, les vitesses d'écoulement de

deux fluides élastiques sont inversement proportionnelles aux racines carrées de leurs densités ; donc, pour obtenir la même vitesse de pénétration dans le cylindre, la perte de tension dans celui-ci est plus considérable lorsque c'est de l'air qui y pénètre que lorsque c'est de la vapeur, toutes choses égales d'ailleurs. Il convient donc de faire les orifices d'admission et de décharge de l'air, un peu plus grands que pour la vapeur, afin de ne pas perdre dans le cylindre, une trop grande partie de la tension que l'air possède dans la chapelle de distribution. La même observation s'applique aux conduits principaux de la machine motrice, la résistance au mouvement dans ces conduits étant approximativement proportionnelle à la densité des fluides, comme nous l'avons vu dans le chapitre spécial consacré à la recherche de cette résistance.

Pour tenir compte de cette considération, on peut donner aux lumières et conduits des cylindres à air comprimé, une section de 0,01 de la section du piston, au-delà de la section que l'on aurait adoptée pour une machine à vapeur de mêmes dimensions et dont le piston aurait la même vitesse. Pour les vitesses ordinaires de pistons, la section des lumières étant moyennement de $\frac{1}{25}$ de la section de ces pistons, pour la vapeur, sera donc de $\frac{1}{20}$ pour l'air. Pour des vitesses de pistons considérables, les sections doivent être encore élargies, ainsi que les conduits.

Comme la quantité d'eau que contiennent les cylindres moteurs, dans l'emploi de l'air comprimé, est toujours assez considérable, il convient d'en faciliter la sortie à la fin de chaque course des pistons et, pour cela, de placer les orifices de sortie de l'air à la partie inférieure des cylindres qui, pour le même motif, se placent habituellement dans la position horizontale.

Dans le but de diminuer autant que possible, le travail de contrepression des pistons, dans ces machines, il est convenable de donner une notable avance à l'échappement, surtout dans les appareils à mouvement rapide. L'évacuation de l'air s'effectuant derrière les pistons, avec plus de difficulté que celle de la vapeur, à cause de la plus grande densité du premier, il est nécessaire de commencer l'évacuation avant la fin

de la course en détendant l'air en vase ouvert pendant le reste de cette course. Le piston trouve ainsi l'évacuation effectuée en partie, au commencement de la course suivante et l'économie faite sur le travail résistant de la contrepression, l'emporte sur le travail que l'on a perdu en produisant une certaine détente en vase ouvert au lieu de l'effectuer en vase fermé. Cette avance à l'échappement, à cause de la densité plus grande de l'air, doit être un peu plus grande, toutes choses égales d'ailleurs, que dans l'emploi de la vapeur.

Quant à l'avance à l'admission, elle peut être insignifiante sans inconvénient ; il suffit que la distribution soit réglée de façon que la lumière d'admission s'ouvre largement dès le commencement de la course.

L'inconvénient capital, dans l'application de l'air comprimé à la production du travail mécanique, est l'abaissement de température si rapide qui se produit quand la tension de l'air diminue, et qui va jusqu'à transformer en glace, dans les cylindres et les conduits d'échappement, la vapeur et l'eau que l'air y entraîne avec lui ; ce qui peut apporter, dans ces appareils, un obstacle insurmontable au mouvement des pistons, et amener une obstruction plus ou moins complète des conduits principaux.

Cet inconvénient, auquel le réchauffement par les parois du cylindre qui empruntent de la chaleur au milieu environnant, n'apporte qu'un palliatif très insuffisant, devient d'autant plus grave que les machines sont plus puissantes et que les cylindres ont une plus grande capacité, parce que, dans les capacités semblables, les volumes d'air utilisés croissent comme les cubes des dimensions linéaires, et les surfaces de réchauffement, seulement comme les carrés des mêmes dimensions.

La même observation s'applique aux compresseurs ; de sorte que plus les masses d'air comprimées en une seule opération, ou utilisées dans une machine motrice, sont considérables, moins l'action refroidissante des parois, dans le premier cas, et leur action réchauffante, dans le second, sont capables de prévenir dans une mesure suffisante, les accroissements exces-

sifs ou les diminutions considérables de température, inhérents aux changements de volume de l'air.

Quand les appareils sont très petits, il est presque inutile de prendre des mesures spéciales pour empêcher la congélation de l'eau dans les cylindres des machines motrices ; les frottements et le réchauffement par les parois des capacités dans lesquelles l'air se meut, suffisent ; ainsi par exemple, les petites machines motrices des perforatrices, fonctionnent sans obstacle, malgré l'absence de toute précaution spéciale pour prévenir la formation de la glace.

Lorsque, dans les machines de plus grande puissance, l'air travaille sans détente, on peut aussi s'abstenir de toute mesure spéciale ayant pour but le réchauffement de l'air. Dans ce cas, la détente ne se produisant qu'à l'échappement et l'action réchauffante des parois se joignant au travail de contrepression du piston qui se transforme en chaleur dans l'air qui va à l'échappement, ces actions combinées suffisent pour prévenir la congélation.

Si l'air qui se détend à l'échappement, se détendait en transmettant son travail au piston, au lieu d'en recevoir de ce piston, le refroidissement serait bien plus considérable et la congélation de l'eau qu'il renferme en résulterait infailliblement, malgré l'action réchauffante des parois ; au moins dans les machines d'une certaine puissance.

L'économie considérable que l'on peut faire en introduisant la plus longue détente possible, dans l'emploi d'une force motrice aussi coûteuse que l'air comprimé, a été la cause première d'une multitude d'essais et de propositions en vue de fournir à l'air, pendant sa détente, la quantité de chaleur nécessaire pour empêcher la congélation de l'eau et pour empêcher la tension de cet air de baisser aussi rapidement, afin de recueillir plus de travail de cette détente. Cette question de réchauffement dans les machines motrices, présentait exactement le même intérêt que la question de refroidissement dans les compresseurs. Dans les premières, le réchauffement augmentait le travail utilisé et permettait de fonctionner dans des conditions pratiques satisfaisantes ; dans les seconds, le refroidissement

diminuait la dépense de travail et ramenait également l'opération dans les conditions d'un fonctionnement durable des appareils employés.

Théoriquement, comme nous l'avons vu, et en l'absence de toutes résistances passives, le refroidissement complet ou le maintien de la température initiale, dans les compresseurs, et le maintien de la température initiale ou le réchauffement complet, dans les machines motrices, avec détente complète, rendent les deux opérations exactement symétriques, et l'une produit tout le travail que l'autre consomme.

Dès l'année 1860, M. Sommeiller était arrivé à obtenir sans inconvénient, une détente à moitié course, en entourant le cylindre d'une machine à air comprimé qui manœuvrait la distribution des compresseurs à choc de Bardonnèche, d'une enveloppe en tôle dans laquelle circulaient les produits de la combustion effectuée dans un poèle en fonte placé près de la machine. Il est vrai que cette machine n'avait que de petites dimensions et fonctionnait lentement, ce qui constituait des conditions très favorables à l'effet que l'on voulait obtenir.

On a proposé, pour arriver au même résultat, de faire circuler de l'eau chaude dans l'enveloppe du cylindre. Ces procédés qui exigent un foyer ne sont pas applicables au fond des mines et ils sont insuffisants pour obtenir une détente un peu prolongée.

Au charbonnage de Grisœil, près de Mons, on a placé le cylindre dans une bâche pleine d'eau dans laquelle on jetait de la chaux vive ; l'opération se renouvellait après extinction complète de la chaux. Ce procédé assez coûteux et incommode ne permettait la détente que jusqu'à 1,5 fois environ, le volume initial de l'air; c'était encore insuffisant.

Dans d'autres circonstances, on a chauffé l'air avant de le mettre en œuvre, afin de lui permettre de se refroidir pendant la détente, sans atteindre la température de congélation de l'eau.

En 1874, M. Siemens a proposé dans un congrès d'ingénieurs à Cardiff, d'injecter dans la machine à air comprimé, l'eau échauffée par la compression de l'air dans le compres-

seur. Ce moyen de réchauffement qui eût été très efficace mais qui n'a jamais été employé, était évidemment inapplicable aux machines motrices placées au fond des mines, à plusieurs centaines de mètres des compresseurs.

Deux procédés seulement, imaginés dans ces derniers temps, paraissent satisfaire à toutes les conditions de fonctionnement économique que l'on a cherchées si longtemps : la saturation de l'air par de la vapeur à haute température, dont l'idée et les moyens de réalisation appartiennent à M. Mékarski, et l'injection de l'eau pulvérisée, à la température qu'elle possède dans les mines, qui est due à M. Cornet, ingénieur du charbonnage du Levant du Flénu. Ce dernier a pensé avec raison que si l'air et l'eau, en multipliant leurs points de contact, tendaient à se mettre très rapidement en équilibre de température dans les compresseurs, il en serait de même dans les machines motrices, et qu'il n'y aurait de changé que le sens de la transmission de chaleur ; l'expérience a parfaitement confirmé ses prévisions et le procédé de M. Colladon, que celui-ci avait appliqué au réchauffement de l'eau par l'air avec tant de succès, a réussi dans la même mesure lorsque M. Cornet l'a appliqué au réchauffement de l'air par l'eau. Vu le peu d'importance actuelle des autres procédés de réchauffement de l'air pendant sa détente utile, dans les machines motrices, nous nous contenterons d'exposer les résultats obtenus par MM. Cornet et Mékarski, en décrivant les moyens d'exécution qu'ils ont mis en usage pour les obtenir.

Machine de M. Cornet.

Cette machine est destinée à effectuer le transport de la houille sur une galerie de niveau, dans l'un des sièges d'exploitation du Levant du Flénu; cette galerie, très sinueuse, a une longueur totale de 1640 mètres et le traînage s'y fait par corde sans fin mise en mouvement par la machine à air comprimé.

L'appareil moteur est à deux cylindres conjugués et les pistons transmettent le mouvement à deux manivelles calées à angle droit sur un même arbre qui porte un volant de 1200 kil.

L'air comprimé venant de la surface par une conduite en fonte, arrive directement dans un réservoir en tôle installé près de la machine, puis, de là, passe dans les cylindres moteurs. Nous avons démontré précédemment combien cette disposition est préférable à l'admission directe de l'air dans ces cylindres sans capacité intermédiaire entr'eux et le tuyau d'amenée.

Les figures (1, 2, 3) représentent les pièces essentielles de cette machine en coupes verticales longitudinale et transversale, et en coupe horizontale.

Les deux cylindres sont horizontaux. L'air comprimé arrive dans la chapelle de distribution de chaque cylindre par l'ouverture X (fig. 3), et la distribution tantôt d'un côté du piston, tantôt de l'autre, est effectuée par des tiroirs superposés, système Meyer. La détente est variable à la main et peut être réglée par le mécanicien selon les besoins du service. La chapelle est placée sur le côté du cylindre.

Au commencement d'une course, les tiroirs occupent les positions indiquées par la (fig. 3). Le grand tiroir conduit par un excentrique circulaire, se meut de droite à gauche, met l'ouverture *z* en communication avec la lumière *y*, puis revenant sur ses pas, reprend la position indiquée, à la fin de la course. Pendant cette course, la lumière *x* mise en communication avec le dessous *s* de la glissière, a permis l'échappement de l'air par le tuyau de décharge K; cet échappement a pu se produire pendant toute la durée de la course. Pour effectuer la détente, deux plaques formant glissières et mises aussi en mouvement par un excentrique circulaire, se meuvent sur les premiers tiroirs, de gauche à droite, au commencement du mouvement que nous venons de décrire, et l'une, *n*, vient fermer le conduit *z* pendant qu'il communique avec la lumière *y*, et supprime l'admission en un point de la course que l'on détermine en faisant varier l'écartement des deux glissières supérieures sur la tige qui les manœuvre. La glissière *n* revient dans la position indiquée par le dessin à la fin de la course de droite à gauche du piston. La course du piston de gauche à droite, s'obtient par une manœuvre des tiroirs, inverse de celle que nous venons de décrire. Il existe plusieurs dispositions méca-

niques pour faire varier la distance des glissières supérieures et régler à volonté la détente, en agissant au-dehors sur une vis de communication de mouvement.

L'eau destinée à fournir de la chaleur à l'air au fur et à mesure que celui-ci en perd sous l'action du travail à détente, arrive d'un puits voisin, dans un filtre placé dans la chambre de la machine. Il est indispensable de filtrer l'eau d'injection parce qu'elle doit traverser les très petits orifices des pulvérisateurs qui, sans cela, seraient bientôt obstrués. Le filtre se compose tout simplement d'une couche de mousse que le liquide traverse pour se rendre dans la capacité où il est repris par une pompe. Cette pompe le refoule dans un petit réservoir qui communique constamment avec le réservoir d'air comprimé et la tension de cet air produit l'injection dans le cylindre moteur lorsque le jeu d'une glissière a découvert l'ouverture que le liquide doit traverser pour arriver aux pulvérisateurs qui ne sont jamais fermés directement et qui sont absolument semblables à celui que nous avons décrit à propos des compresseurs chargés d'alimenter d'air comprimé, l'appareil moteur dont nous nous occupons. La pompe de refoulement de l'eau reçoit le mouvement d'un excentrique calé sur l'arbre de la machine et peut fournir 3 litres d'eau par tour de cet arbre. Sous l'influence de la pression de l'air, l'eau est chassée par des tuyaux en fer étiré, dans deux petites chambres de distribution dont l'une est représentée en coupe par la (fig. 4). Chaque cylindre a sa chambre de distribution de l'eau. Dans cette chambre, une glissière manœuvrée par un excentrique, découvre au commencement d'une course du piston, un orifice *m* qui permet à l'eau d'arriver à l'un des pulvérisateurs et, au commencement de la course suivante, découvre l'orifice *n* qui conduit à l'autre pulvérisateur. Il suffit pour cela que l'extrémité *x* de la glissière, passe en *y* puis revienne en *x* pendant une course ; puis, que la même opération s'effectue à l'autre extrémité de cette glissière, pendant la course suivante ; l'excentrique simple produit ce genre de mouvement. Les deux pulvérisateurs débouchent dans un même cylindre en K et L (fig. 1), et ils sont montés de façon à pouvoir être remplacés

rapidement en cas d'obstruction. Un robinet placé avant chaque chambre de distribution permet au mécanicien de supprimer l'injection quand la machine s'arrête.

L'évacuation de l'eau qui est entrée dans le cylindre se fait par deux lumières placées au point le plus bas de ce cylindre, (fig. 1), et elle est réglée par deux petits tiroirs dont l'un s'ouvre pendant la période d'échappement de l'air, et dont l'autre se ferme du côté opposé pendant la même course du piston ; la simple inspection de la figure suffit pour montrer que l'excentrique ordinaire suffit encore pour effectuer cette manœuvre des deux tiroirs reliés à même tige.

Chaque extrémité d'un même cylindre porte donc deux lumières, l'une d'admission de l'air comprimé, l'autre pour l'évacuation de l'eau ; mais il est évident que l'air, pendant sa période d'échappement, peut être rejeté à la fois par les deux lumières lorsque l'eau a été expulsée entièrement par l'ouverture inférieure avant la fin de la course.

D'après le mode d'injection de l'eau que nous venons de décrire, on voit que la tension de l'air dans le cylindre étant toujours inférieure à la tension qui existe dans le petit réservoir placé à côté, l'injection doit se faire pendant toute la durée de chaque course ; mais, comme sa rapidité dépend de la différence des tensions dans les deux capacités, et que cette différence, assez faible pendant l'admission, va en croissant jusqu'à la fin de la détente, cette injection, d'abord peu abondante, commence à augmenter au début de la détente et devient la plus considérable possible à la fin de la course.

L'injection très restreinte pendant la période de travail sous tension constante, n'a pas pour but de réchauffer l'air qui, ordinairement, possède à peu près la même température que l'eau et qui ne subit point de refroidissement avant sa détente, parce que le travail d'introduction s'effectue dans le réservoir alimentaire, mais il lubrifie les parties frottantes, rend la garniture plus étanche et peut aussi réchauffer le cylindre refroidi par la détente qui a précédé ; cette injection, d'ailleurs peu importante, n'est donc pas inutile ; elle serait plus utile si la température de l'eau était beaucoup plus élevée que celle de

l'air. Quant à la partie de l'injection qui s'effectue pendant la détente, et qui devient de plus en plus abondante à mesure que le travail produit par la détente, diminue, elle n'est qu'incomplètement appropriée au rôle qui lui est assigné ; mais comme on peut remédier à cet inconvénient en injectant un peu plus d'eau qu'il n'en eût fallu si l'injection avait été constamment proportionnée au refroidissement produit par le travail à détente, et comme elle n'exige qu'un mécanisme peu compliqué, il est possible de continuer, sans grand dommage, à l'employer. Il est probable cependant que l'on ne tardera pas à la modifier, pour accroître l'injection dès le début de la détente.

MM. Mativa et Bautier, auxquels nous devons les expériences sur les compresseurs du Levant du Flénu, citées précédemment, ont fait également sur cette machine, avec beaucoup de soin et de sagacité, des expériences dont ils ont publié les résultats dans la *Revue universelle des Mines*, et c'est à leur mémoire que nous emprunterons ces résultats, pour montrer jusqu'à quel point le problème du réchauffement de l'air pendant la détente, a été résolu par l'injection d'eau pulvérisée de M. Cornet.

Dans cette machine :

Les cylindres moteurs ont un diamètre de . . . . $0^{m},46$
Les pistons, une course de . . . . . $0^{m},96$
On tire de là : section des pistons. . . . . $0^{m^2},180955$
Volume engendré par ces pistons en une course . $0^{m^3},17372$
L'arbre moteur portait un volant de. . . . . 1200.$^{kil.}$

Pendant les expériences à charge pleine, c'est-à-dire en effectuant l'opération de traînage pour laquelle cette machine a été construite, l'arbre du volant faisait 25 révolutions par minute ; les pistons fournissaient par conséquent, chacun, 50 courses dans le même temps.

Les observations faites sur les températures de l'air et de l'eau avant et après la traversée des cylindres, et sur le volume d'eau pulvérisée injectée pour chaque course, ont fourni les résultats suivants :

Température de l'air dans le réservoir, près de la machine . . . . . 21°,5

Température de l'air à l'échappement	5°,5
Température de l'eau avant l'injection	20°,5
Température de l'eau à l'échappement.	14°,5
Température dans la chambre de la machine . .	20°,5
Volume d'eau injectée par cylindrée, en litre . .	0,34.

La tension de l'air, pendant la course des pistons, n'a été mesurée que sur un seul des cylindres, à l'aide d'un indicateur en très bon état et préalablement vérifié ; il a fourni successivement plusieurs diagrammes semblables et l'un d'eux est reproduit par la (fig 5). D'après ce diagramme représenté par la ligne pleine, la détente commençait au tiers de la course et était poussée jusqu'à la pression de l'atmosphère extérieure ; la tension de l'air comprimé pendant la période d'admission était, d'après la tare du ressort de l'indicateur, de 3,42 atmosphères absolues ou de 35339 kilogrammes par mètre carré.

La ligne pointillée, sur la figure, indique la courbe théorique de détente isothermique jusqu'à 3 fois le volume initial de l'air, dans l'hypothèse où ce volume initial eût été égal, seulement, au volume engendré par le piston pendant la période d'admission.

Il peut paraître assez singulier que la courbe de détente effective se maintienne au dessus de la courbe isothermique pendant la première partie de la détente, malgré le refroidissement continu de l'air, mais cela tient à l'influence de l'espace nuisible qui s'emplit d'air à la plus haute tension pendant la période d'admission. Cet air se détend avec celui qui correspond au volume engendré par le piston pendant cette période ; de sorte qu'en réalité le volume qui se détend est plus grand que celui auquel correspond la courbe pointillée. Il résulte de cette observation que la courbe isothermique correspondante au volume effectivement détendu, doit être située au dessus de celle qui est tracée dans la figure, de façon à se maintenir toujours au dessus de la courbe tracée par l'indicateur, et que la détente réelle de l'air n'a pas eu lieu jusqu'à trois fois son volume initial, espace nuisible compris.

Dans un appareil de cette espèce, dont les cylindres portent à chaque bout deux larges lumières et des conduits assez longs

jusqu'aux glissières, il est légitime d'admettre que le volume des espaces nuisibles compris entre le piston aux limites de sa course et les glissières, est au moins équivalent au volume qui correspond à une longueur de cylindre égale à 2 centimètres.

Dans cette hypothèse qui doit être très rapprochée de la vérité, le volume d'air effectivement admis devait être de $0^{m^2},180955 \left(\frac{0^m,96}{3} + 0^m,02\right) = 0^{m^3},061525$; tandis qu'en négligeant l'espace nuisible, il a été supposé de

$$0^{m^2}180955 \frac{0,96}{3} = 0^{m^3},057906 ;$$

l'erreur commise s'est donc élevée à 0,003619 mètre cube.

Le volume total de l'air après la détente, était, d'après cela, de $0^{m^2},180955 \,.\, 0,96 + 0,003619 = 0^{m^3}17734$,

et le chiffre de la détente effective était de

$$\frac{0,17734}{0,061525} = 2,882$$

au lieu de 3 indiqué par le diagramme.

La surface de ce diagramme mesurée avec le planimètre et rapportée à la tare de l'indicateur, donne un travail effectif transmis au piston, en une course, de 2380 kilogrammètres.

Pour mesurer le travail effectif théorique dans l'hypothèse d'une détente isothermique, il suffit d'observer :

1° Que le travail absolu à détente dans l'hypothèse d'un espace nuisible de $0^m,02$, est de

$$35339^{kil.} \frac{0^{m^3},17734}{2,882} \log. 2,882 \,.\, 2,3026.$$

2° Que le travail absolu sous tension initiale constante, en considérant comme utilisée la vapeur qui emplit l'espace nuisible, est de $35339^{kil.} \frac{0^{m^3},17734}{2,882}$.

3° Que le travail absolu sous tension constante, qui correspond au volume de l'espace nuisible, n'a pas été produit et qu'il est de $0^{m^2},180955 \,.\, 0^m,02 \,.\, 35339$.

4° Que le travail résistant de la contrepression supposée de $1^{atm.}$, est de

$$0^{m^2},180955 \,.\, 0^{m},96 \,.\, 10333^{kil.}.$$

Dans ces conditions, le travail effectif transmis au piston en une course, serait de

$$\frac{0^{m^3},17734}{2,882} \,.\, 35339^{kil.} \,[1 + 2,3026 \,.\, \log.\, 2,882] - 0^{m^2}180955$$
$$[0,02 \,.\, 35339 + 0,96 \,.\, 10333].$$

Les opérations numériques donnent 2554 kilogrammètres.

Le travail effectivement transmis au piston a donc été de $\frac{2380}{2554} = 0,932$ du travail correspondant à une détente isothermique, au moins approximativement.

L'injection d'eau pulvérisée est, comme on le voit, bien près de réaliser la détente isothermique tant recherchée par d'autres procédés.

Il faut cependant observer que quoique les espaces nuisibles aient pour effet d'accroître le travail à détente, l'excédant qu'ils procurent doit être dépensé à la fin de l'échappement pour produire la compression jusqu'à la tension de travail à pression pleine, lorsque l'on veut éviter la perte d'air dont ils peuvent être l'origine ; de sorte qu'au fond, ils ne peuvent jamais présenter d'avantages définitifs. Si l'on ne produit pas cette compression, on perd tout le travail qu'aurait pu produire à pression pleine, le volume d'air comprimé qu'il a fallu admettre dans ces espaces nuisibles pour y compléter la tension du travail à pression pleine avant que le piston commence sa course. Il conviendrait, dans ce cas, de les neutraliser en les conservant pleins d'eau à la fin de chaque course.

Cherchons maintenant à analyser le rôle que l'injection d'eau a joué pendant la course du piston de cette machine.

Le volume d'air comprimé, à la tension de $3^{atm.}$, 42 absolues, qui a pénétré dans le cylindre pendant la période d'admission, est de $0^{m^3},061525$, en tenant compte de l'espace nuisible que nous avons évalué approximativement en l'absence d'informations directes bien précises. Dans le réservoir situé près de la machine, la tension était un peu supérieure à $3^{atm.},42$ et l'air a

dû subir une légère détente à l'admission et un certain refroidissement ; mais comme il pénètre dans le cylindre avec une vitesse et une force vive assez considérables, et que cette force vive se reconvertit en chaleur, nous pourrons, sans grave erreur, admettre que, pendant la période d'admission, la température conservée par l'air était égale à la température extérieure de 20°,5.

Comme cette température ne baisse que pendant la détente, puisque pendant la période de travail à pression pleine c'est la chaleur de l'air contenu dans le réservoir qui subvient à la consommation correspondante à ce travail, et comme, à la fin de la détente, la température s'était abaissée à 5°,5, la diminution de température pendant toute la durée de la détente, était de 15° centigrades.

On peut, avec ces renseignements, déterminer la quantité de chaleur perdue par l'air pendant la période de détente.

A $3^{atm.},42$ et à 20°,5, le poids du mètre cube d'air, supposé sec est de

$$1^{kil.},293187 \frac{3^{atm.},42 \,.\, 273}{(273 + 20,5)} = 4^{kil.},114.$$

Les $0^{m^3},061525$ d'air contenu dans le cylindre, au commencement de la détente, pesaient donc approximativement,

$$0^{m^3},061525 \,.\, 4^{kil.},114 = 0^{kil.},2531,$$

et comme ils ont perdu 15° pendant cette détente, la quantité de chaleur qu'ils ont abandonnée, était de

$$0^{kil.},2531 \,.\, 0^{cal.},1682 \,.\, 15^{\circ} = 0,6386 \text{ calorie.}$$

D'autre part, le travail effectif à pression pleine transmis au piston pendant le tiers de la course de $0^{m},96$, en tenant compte de la contrepression atmosphérique, a été de

$$2^{atm.},42 \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 0^{m^3},057906 = 1447 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail effectif à pression pleine et détente, accusé par le diagramme, est de 2380 kilogrammètres ; donc le travail effectif à détente seulement a été de

$$2380 - 1447 = 833 \text{ kilogrammètres,}$$

et comme le travail de contrepression, pendant cette détente, était de

$$10333^{\text{kil.}} \,.\, 0^{\text{m}^2},180955 \,\frac{2.0^{\text{m}}.96}{3} = 1196 \text{ kilogrammètres},$$

le travail absolu à détente a dû être de

$$833 + 1196 = 2029 \text{ kilogrammètres},$$

et neutraliser une quantité de chaleur égale à

$$\frac{2029}{425} = 4,774 \text{ calories}.$$

D'un autre côté, les $0^{\text{kil.}},34$ d'eau injectée, dont la température a baissé de $20^{\circ}.5$ à $14^{\circ},5$ soit de 6°, ont abandonné pour réchauffer l'air,

$$0,^{\text{kil.}}34 \,.\, 6^{\circ} = 2,04 \text{ calories}.$$

On trouve donc que, sur les 4,774 calories évanouies, $0^{\text{cal.}},6386$ ont été abandonnées par l'air, $2^{\text{cal.}}.04$ abandonnées par l'eau et que les 2,0954 calories formant le complément indispensable à la consommation du travail, ont dû être fournies par la chaleur provenant du frottement du piston, par la transformation en chaleur, de la force vive que possédait l'eau d'injection, surtout par la chaleur du milieu environnant transmise à travers les parois du cylindre, et par la condensation d'une partie de la vapeur qui saturait l'air à sa température initiale. Ces dernières causes de réchauffement jouent donc encore un rôle considérable pendant la période de détente.

Sans l'injection d'eau pulvérisée et en admettant que le réchauffement par les autres sources de chaleur fût resté le même, les $0^{\text{kil.}},2531$ d'air auraient perdu 2,04 calories de plus et la température se serait abaissée au dessous de $5^{\circ},5$, d'une quantité x qui peut être déterminée par l'équation

$$0^{\text{kil.}},2531 \,.\, 0,1682 \,.\, x = 2^{\text{cal.}},04$$

d'où

$$x = 62^{\circ},63.$$

Cette température serait donc descendue jusqu'à $57^{\circ},13$ sous le 0° centigrade.

La puissance de cette machine à deux cylindres, fonctionnant

peu plus de chaleur, et elles en fourniraient moins pour des cylindres de plus grandes dimensions, parce que les volumes intérieurs croissent et décroissent plus rapidement que les surfaces métalliques réchauffantes.

Dans la machine du Levant, ces causes naturelles de réchauffement de l'air, ont fourni :

$$\frac{2^{\text{cal.}},0954}{4^{\text{cal.}},774} = 0,439$$

de la chaleur totale qui avait été neutralisée par le travail à détente.

D'autre part, malgré les efforts faits pour multiplier les points de contact entre l'air et l'eau d'injection, la température s'est abaissée de 15°, pendant que la température de l'eau ne s'abaissait que de 6°. La température de l'air s'abaissait donc $\frac{15}{6} = 2,5$ fois plus rapidement que celle de l'eau. On peut encore adopter provisoirement le même rapport entre les deux abaissements de température. Il est clair que si la division de l'eau était poussée jusqu'à l'infiniment petit, au point de maintenir l'équilibre de température entre les deux fluides, il faudrait 2,5 fois moins d'eau pour arriver au même résultat pratique. La pulvérisation de l'eau est donc très importante et l'injection en un gros jet ne produirait pas un grand réchauffement dans une masse d'air en travail de détente.

Nous allons faire une application numérique de toutes ces données provisoires, mais cependant les plus rationnelles que l'on puisse adopter dans l'état actuel de la science, pour montrer de quelle façon elles peuvent être utilisées.

Application numérique. — Calculer les dimensions principales et les principales circonstances du mouvement d'une machine à air comprimé fonctionnant dans les conditions suivantes :

Tension absolue de l'air à l'admission. . . $5^{\text{atm.}}$

Détente de l'air, jusqu'à 4 fois le volume initial comprenant l'espace nuisible.

Température de l'air à l'admission. . . . 18°

pour base du calcul de ces machines, les résultats obtenus ci-dessus, en indiquant comment ils seraient probablement modifiés dans d'autres circonstances.

Dans cette machine du Levant du Flénu, le travail effectif transmis au piston, mesuré avec l'indicateur de Watt, et le travail effectif calculé d'après la formule de détente isothermique, ne diffèrent que de quelques centièmes ; le travail réellement obtenu s'élevant à 0,932 du travail calculé. On pourra donc admettre, jusqu'à plus amples informations, que le travail transmis au piston dans une machine à construire, sera les 0,932 du travail calculé par la formule isothermique, ce qui correspond à une perte de 1 — 0,932 = 0,068 de ce travail calculé.

D'autre part, les résistances passives de ces machines, comme celles des machines à vapeur qui travaillent à peu près dans les mêmes conditions, consomment environ 0,20 du travail absolu développé dans le cylindre. On pourra donc, dans la recherche du travail transmis à l'arbre moteur, admettre une perte de 0,20 + 0,068 = 0,268 ; soit en nombre rond, 0,27 du travail calculé par la formule isothermique. Il est bien entendu que pour obtenir ce résultat, la température de l'air pendant la détente, ne doit s'abaisser que de 10 à 15°, ce dernier chiffre réprésentant l'abaissement qui s'est produit dans la machine du Levant.

Dans cette dernière machine, la chaleur neutralisée par la détente, a été de 4,774 calories.

$0^{cal.},6386$ ont été perdues par l'air.

$2^{cal.},04$ ont été fournies par l'eau froide,

et $2^{cal.},0954$ ont été fournies par les parois du cylindre, par le frottement et par toutes les autres causes de réchauffement.

On pourra admettre, dans le calcul d'une autre machine fonctionnant à peu près dans les mêmes conditions de vitesse et de diamètre du piston, que les parois du cylindre fourniront approximativement la même quantité proportionnelle de chaleur. Pour des cylindres plus petits que celui du Levant et pour la même tension initiale de l'air, à peu près, les causes de réchauffement que nous venons d'indiquer, fourniraient un

la course qui vient d'être déterminée, le travail que chacune doit produire et en assignant une valeur à l'espace nuisible. Ce second calcul donne le diamètre définitif du piston.

Dans l'exemple adopté, la vitesse du piston est de $0^m,80$ par seconde, ou de 48^m par minute et le travail dans le même temps, doit être de $92466^{km.}$

Si nous désignons par S la surface du piston, nous aurons pour travail par minute avec détente jusqu'à 4 fois le volume initial :

$$S.\ 48^m \left[\frac{51665^{kil.}}{4}(1 + \log.\ 4.\ 2,3026) - 10333\right] = 92466^{km.}.$$

Cette équation fournit $S = 0^{m2},09404$ et cette section correspond à un diamètre de $0^m,346$.

Nous adopterons une course de $0^m,70$, à peu près égale au double du diamètre.

Le nombre de courses sera donc de $\frac{48^m}{0,70} = 68,57$ et la machine fera 34,285 révolutions par minutes.

Le travail que le piston devra recevoir par course, sera de

$$\frac{92466}{68,57} = 1348^{km.} \text{ en nombre rond.}$$

Si nous admettons maintenant que l'espace nuisible ait une capacité équivalente à une longueur de cylindre de $0^m,02$, la détente que nous avons adoptée, jusqu'à 4 fois le volume initial, espace nuisible compris, aura lieu comme si la course avait une longueur de $0^m,72$, qu'il n'y eût point d'espace nuisible et que l'admission fût fermée quand le piston a parcouru

$$\frac{0^m,72}{4} = 0^m,18.$$

En réalité le piston ne parcourt à pression pleine que $0^m,16$, mais la détente est la même que s'il avait parcouru les $0^m,18$.

En appliquant une seconde fois la formule isothermique à la détermination de la section du piston, dans ces conditions définitives, et en observant que le travail à pression pleine

correspondant à l'espace nuisible n'a pas été produit, il vient :

$$S.\ 0^m,72 \left[\frac{51665}{4}(1 + \log.\ 4.\ 2,3026)\right] -$$
$$- S.\ 51665^{kil.}.\ 0^m,02 - S.\ 10333^{kil.}.\ 0^m,70 = 1348^{km.}.$$

On tire de là

$$S. = 0^{m^2},0968 \quad \text{et} \quad d = 0^m,351.$$

Ainsi le piston de cette machine aurait $0^m,70$ de course, $0^m,351$ de diamètre et l'arbre du volant ferait 34,285 révolutions par minute, pour un travail de 15 chevaux effectifs sur l'arbre du volant ; mais à la condition que la température de l'air ne s'abaissât que de 10° pendant la période de détente.

Pour réaliser cette condition, nous nous servirons des observations précédentes.

Le volume d'air à la tension de $5^{atm.}$ absolues, que contient le cylindre avant la détente, est de

$$0^{m^2},0968.\ 0^m,18 = 0,017424 \text{ mètre cube.}$$

Le poids du mètre cube d'air à $5^{atm.}$ et à 18°, est de

$$1^{kil.},293187.\ 5^{atm.}\ \frac{273}{273+18} = 6^{kil.},066.$$

Le poids d'air soumis à la détente sera donc de

$$0^{m^3},017424.\ 6^{kil.},066 = 0^{kil.},1056.$$

D'autre part, le travail absolu que cet air produira à détente, sera égal au travail absolu à pression pleine multiplié par log. 4. 2,3026, ce qui donne :

Travail à pression pleine $0^{m^3},017424.\ 51665 = 899^{km.}$.

Travail absolu à détente 899. log. 4. 2,3026 $= 1247^{km.}$.

La quantité de chaleur neutralisée par cette détente sera donc de

$$\frac{1247^{km.}}{425^{km.}} = 2,934 \text{ calories.}$$

L'air qui se détend, se refroidissant de 10°, perdra

$$0^{kil.},1056.\ 0^{cal.},1682.\ 10^{\circ} = 0,1776 \text{ calorie.}$$

D'après la convention admise, les parois du cylindre, le

frottement et quelques autres causes de réchauffement, fourniront ensemble les 0,439 de la perte totale, soit

$$0{,}439.\ 2^{\text{cal.}},934 = 1{,}288 \text{ calories.}$$

L'eau pulvérisée qui, pendant l'opération, est présumée ne se refroidir que de 4°, devra fournir le reste de la chaleur nécessaire à l'accomplissement des phénomènes assignés, soit :

$$2{,}934 - 1{,}288 - 0{,}1776 = 1{,}4684 \text{ calories.}$$

Si P représente le poids d'eau à injecter par cylindrée, on aura :

$$P.\ 4^\circ = 1^{\text{cal.}},4684\ ;\quad \text{d'ou } P = 0^{\text{kil.}},367.$$

Ainsi, suivant toutes probabilités, une injection de 0,367 litre d'eau à 18° suffirait pour empêcher l'air, pendant sa détente, de baisser de température au-dessous de 18° — 10° = 8° centigrades.

Pour une machine plus puissante, dans laquelle la détente serait poussée jusqu'à la même limite, il conviendrait d'augmenter un peu la part proportionnelle de chaleur qui doit être fournie par l'eau, en diminuant de la même quantité la part proportionnelle fournie par les parois du cylindre, le frottement et les autres causes naturelles de réchauffement.

Lorsque la détente est poussée au point que l'air ne possède plus qu'une tension voisine de la pression atmosphérique, comme dans les exemples que nous venons de citer, le refroissement supplémentaire dans le cylindre, pendant l'échappement, est à peu près nul et suffisamment combattu par le travail de contrepression du piston.

Nous n'irons pas plus loin dans l'examen de ces machines motrices à air comprimé, sur lesquelles il reste encore quelques notions expérimentales à acquérir. Toutes celles qui ont été construites pour fonctionner avec l'air pris à la température ordinaire, sans l'application de l'énergique moyen de réchauffement employé par M. Cornet ou par M. Mékarski, n'ont pu supporter qu'une faible détente et n'ont pas utilisé dans la même mesure le travail disponible accumulé dans les

réservoirs alimentaires. Leur étude n'a donc plus qu'une importance historique. La seule question importante, au point de vue théorique, après le réchauffement de l'air pendant sa détente, est celle de son réchauffement avant son admission dans le cylindre, en le portant à une température suffisamment élevée pour n'avoir point à craindre les fâcheux effets de la congélation, quelle que soit la détente adoptée, et sans employer de moyens de réchauffement dans le cylindre même. Cette question sera examinée plus loin à propos de la machine de M. Mékarski.

Dans toutes ces machines motrices à air comprimé qui peuvent rester en communication continuelle avec les réservoirs qu'alimentent les compresseur, la tension de l'air est généralement comprise entre 3 et 7 atmosphères absolues; les réservoirs, les tuyaux de conduite, les garnitures de pistons, n'ont à supporter ainsi que les épreuves auxquelles ils sont soumis dans nos machines à vapeur ordinaires, et on peut, sans grand effort, les rendre parfaitement étanches ; aussi ces limites de tensions ont elles été adoptées à peu près partout. Lorsque ces machines sont appliquées à des appareils mobiles, comme les locomotives par exemple, et qu'elles ne peuvent être mises qu'à de longs intervalles, à portée des réservoirs, la question de pression à adopter, se présente sous une autre face.

Dans ce cas, l'appareil mobile doit emporter avec lui, dans un réservoir spécial, la provision d'air comprimé nécessaire à un voyage plus ou moins long. Si l'air que le véhicule transporte ainsi, n'est qu'à une tension peu supérieure à celle qu'il doit posséder encore dans le cylindre moteur pour emporter la charge, le mouvement deviendra impossible lorsque la tension dans le réservoir spécial sera descendue jusqu'à cette dernière limite, et ce réservoir auquel il aura fallu donner une capacité considérable pour fournir un trajet de peu de longueur, restera inutilement plein d'une très grande quantité d'air à une tension encore élevée et sans emploi direct possible.

Le seul moyen que l'on ait trouvé, pour éviter ce très grave inconvénient, consiste à emplir le réservoir spécial, d'air à une tension très élevée, tout en construisant l'appareil moteur

pour fonctionner sous une tension beaucoup plus basse. Le réservoir n'a plus alors que des dimensions très restreintes, et l'on peut utiliser la plus grande partie de l'air qu'il contient, puisque le mouvement ne deviendra impossible que lorsque la tension y aura baissé jusqu'à la limite inférieure sous laquelle elle pourra emporter la charge et que, sous cette tension, la quantité d'air inutile dans le réservoir, deviendra peu importante vu le peu de capacité de celui-ci.

Pour réaliser cette condition de fonctionnement, il faut évidemment qu'entre le réservoir et machine motrice, il y ait un appareil spécial régulateur de la pression sous laquelle l'air doit travailler à l'admission dans cette machine.

Comme premier spécimen de ces régulateurs de pression, nous citerons celui de M. Ribourt qui est appliqué aux locomotives à air comprimé employées au transport des matériaux dans le tunnel du St Gothard.

Le petit réservoir que porte la locomotive est rempli d'air à la tension d'environ 14 atmosphères et ne travaille, dans les cylindres, qu'à une tension qui varie suivant l'état de la voie et la charge transportée, mais qui est toujours bien inférieure à 14 atmosphères.

La (fig. 6) donne les coupes longitudinale et transversale du régulateur. Il se compose d'un cylindre A muni de deux tubulures Z et Y ; la première Z amène l'air du réservoir, la seconde Y le dirige vers la machine motrice ; cette dernière ne communique avec le cylindre A que par l'espace annulaire qui environne ce cylindre sur une partie de sa longueur et par les trous *a a* qui sont très multipliés. Dans le cylindre A, se trouvent deux pistons H et C, situés de part et d'autre de la tubulure Z et reliés par une même tige X qui traverse l'un des fonds du cylindre A ; le fond traversé par cette tige est percé de trous pour donner libre accès à l'air atmosphérique de ce côté du piston H dont la garniture est en cuir embouti. Le second piston C est très long, concave sur une grande partie de sa longueur et le pourtour de sa concavité est percé d'un nombre de trous *e, e* égal au nombre de trous *a, a* pratiqués dans la paroi du cylindre A. Les trous du piston peuvent se

placer en face des trous correspondants de ce cylindre, mais lorsque le piston C se déplace plus ou moins, la communication de la tubulure Y avec la tubulure Z par ces petites ouvertures, peut être plus ou moins rétrécie ou supprimée tout à fait. Le piston C ne ferme jamais la série des trous *b* ; cette face du piston devant rester toujours en communication avec le tuyau Y, de façon que l'air ait continuellement la même tension dans ce tuyau Y et dans la partie N du cylindre A.

Du côté opposé, la tige qui relie les deux pistons s'appuie contre un ressort à boudin qui peut être plus ou moins comprimé par une vis M que le mécanicien manœuvre à son gré à l'aide d'un petit volant à main ; la vis traverse un écrou fixe.

L'air à haute pression arrivant par le tuyau Z dans le cylindre A, agit avec la même tension sur les deux pistons H et C qui peuvent, par conséquent, se mouvoir avec la même facilité dans les deux sens.

Supposons les deux pistons assez avancés du côté du ressort, pour que les ouvertures *a*, *a*, soient recouvertes par les parties pleines du piston C ; il n'y aura plus de communication entre le tuyau Z et le tuyau Y. Si ensuite, à l'aide du volant à main, on exerce une pression sur la vis M, celle-ci poussera les deux pistons qui reculeront sous cet effort ; les petits trous du piston C commenceront à se mettre en communication avec ceux du cylindre A et l'écoulement de l'air comprimé dans le tuyau Y commencera à s'effectuer. Par suite de cet écoulement, la tension s'élèvera dans ce tuyau Y et dans la capacité N qui communique avec lui ; la surface du piston C tournée vers cette capacité, éprouvera un surcroît de pression au-dessus de la tension atmosphérique, et le piston lui-même s'établira dans une position où l'équilibre existera entre la pression exercée par le ressort et la pression de l'air dans la capacité N.

La chute de tension de l'air comprimé en arrivant dans le tuyau Y, dépendra de la portion plus ou moins grande des ouvertures *aa* qui aura été mise en communication avec les trous du piston, mais pour une pression déterminée exercée par le ressort, ces ouvertures *a*, *a*, se découvriront évidemment de la quantité exactement nécessaire pour que la tension de l'air en

Y et en N, fasse exactement équilibre à cette pression. Si cet équilibre n'existait pas, les deux pistons se mouveraient dans le sens du plus grand effort en ouvrant ou en fermant davantage les passages *a*, *a*, jusqu'à ce qu'il fût rétabli.

Donc, à une pression déterminée exercée sur le ressort par l'intermédiaire de la vis, correspond une différence également déterminée, des tensions de l'air comprimé dans le tuyau Z d'arrivée et dans le tuyau Y qui conduit cet air au cylindre moteur. Tant que le mécanicien n'agit pas sur la vis, la tension dans le tuyau Y demeure constante, quelle que soit la tension dans le tuyau Z ; mais il peut, en exerçant une pression plus ou moins grande sur les pistons, par l'intermédiaire de cette vis, régler selon les besoins du service, la tension de l'air à l'admission dans le cylindre moteur. Plus la pression qu'il exerce est grande, plus les ouvertures *a*, *a*, se découvrent, plus l'air passe facilement dans le tuyau Y et moins il a perdu de sa tension initiale en arrivant dans le cylindre moteur.

Cet appareil très simple a fonctionné très régulièrement et sans dérangement sur les locomotives du St Gothard, et il peut être recommandé toutes les fois que l'on veut utiliser à une pression relativement basse et toujours régulière, de l'air emmagasiné dans un réservoir à très haute pression.

Nous trouverons plus loin, à propos de la machine de M. Mékarski, l'occasion de décrire un autre régulateur de pression qui fournit également de bons résultats.

Dans ces locomotives du St Gothard, on a employé depuis quelque temps, pour empêcher la vapeur d'eau de se congeler dans les cylindres, pendant la détente et pendant l'échappement de l'air, le procédé de réchauffement de cet air, avant le travail, qui a été également imaginé par M. Mékarski et dont il sera aussi question tout à l'heure ; mais, primitivement, on n'y avait appliqué aucun moyen préventif de la congélation et l'on se contentait d'une détente très faible limitée au point où les effets du refroidissement commençaient à engendrer des inconvénients réels.

Dans ces derniers temps, un léger perfectionnement a encore été introduit dans les machines à air comprimé qui fonctionnent à longue détente, par M. Lebrun, de Nimy.

Il place à chaque extrémité du cylindre une petite soupape qui s'ouvre de dehors en dedans lorsque, par suite d'un réchauffement insuffisant provenant d'une obstruction de l'appareil injecteur, la tension s'abaisse au-dessous de la tension atmosphérique à la fin de la détente. Il évite ainsi une perte de travail qui se produirait à la fin de chaque course, contre l'excédant de la contrepression sur la pression de l'air utilisé, et un abaissement trop considérable de la température.

Machine de M. Mékarski.

Avant que l'on eût songé à injecter de l'eau très divisée dans le cylindre d'une machine motrice à air comprimé, pour empêcher ou pour diminuer le refroidissement excessif qui s'y produit pendant la période de détente, on regardait comme impossible l'introduction d'une détente assez prolongée dans cette catégorie de machine, et l'effet utile que l'on pouvait retirer d'une quantité d'air comprimé déterminée était, comme nous l'avons vu, très faible relativement à la quantité de travail qu'il avait fallu dépenser pour le comprimer. C'était là une grave objection à l'emploi de cet agent de transmission du travail si bien approprié, à d'autres égards, à certaines opérations industrielles.

M. Mékarski, dans le but d'accroître l'effet utile de l'air comprimé par une détente plus prolongée et sans s'exposer à tous les inconvénients de la congélation des vapeurs mélangées à cet air, imagina de le porter à une haute température et de le saturer de vapeur d'eau à une température également élevée, avant son admission dans le cylindre moteur, au lieu de le réchauffer dans ce cylindre même. L'abaissement de température provenant de la détente, partant d'un point plus élevé et la présence des vapeurs d'eau ralentissant dans une mesure considérable, cet abaissement de température, comme nous

l'avons démontré, il en résultait qu'une longue détente n'y pouvait plus produire une température suffisamment basse pour engendrer ce phénomène de congélation qu'il fallait éviter à tout prix.

Il se proposa, en même temps, d'atteindre un autre but qui consistait à rendre son appareil de réchauffement et de saturation de l'air, applicable à des machines motrices de voitures omnibus roulant sur des tramways et emportant avec elles un approvisionnement d'air comprimé suffisant pour un long parcours.

Pour atteindre ce double résultat, M. Mékarski place sous le plancher de sa voiture automobile, la machine motrice qui transmet le mouvement aux roues, comme dans la locomotive ordinaire, et une dizaine de petits réservoirs cylindriques de 0m,50 de diamètre chacun, présentant ensemble une capacité de 2,8 mètres cubes, et qu'il emplit d'air comprimé jusqu'à la tension de 25 à 30 atmosphères.

Comme la machine ne fonctionne que sous la tension de 4 à 5 atmosphères à l'admission, les réservoirs contiennent une provision d'air qui suffit pour un assez long parcours, en ne leur empruntant le fluide moteur que jusqu'à ce que la tension s'y soit abaissée jusqu'à la limite inférieure sous laquelle la machine motrice peut emporter sa charge.

L'air qui passe de ces réservoirs à la machine, arrive d'abord à la partie inférieure d'un récipient cylindrique qui contient de l'eau à 160° ou 170° centigrades. Le fond de ce récipient est garni d'une plaque percée de petits trous par lesquels passe le fluide élastique pour traverser la masse d'eau chaude, dans un état d'extrême division qui rend plus rapide l'élévation de sa température et sa saturation. L'air à haute température et saturé de vapeur occupe ensuite la partie supérieure de ce récipient, puis passe dans une seconde capacité séparée de la première par une soupape qui ne s'ouvre que de la quantité nécessaire pour que le mélange ne soit plus qu'à la tension de 4 à 5 atmosphères dans cette seconde capacité, quelle que soit sa tension dans la première. C'est sur la seconde capacité que s'embranche le tuyau qui conduit l'air comprimé à la machine motrice.

Toute cette partie de l'appareil qui constitue ce que M. Mékarski appelle le réchauffeur saturateur, ou simplement la bouillotte, et le mécanisme qui règle la chute de tension au sortir de la bouillotte, sont entièrement originaux et méritent d'être connus. La (fig. 7) en représente les parties essentielles et nous n'en avons supprimé que le bas de la bouillotte qui n'offre rien de particulièrement intéressant et dont la hauteur au-dessous du niveau I L de l'eau chaude est de 2 à 3 fois le diamètre I L de cette bouillotte qui est garnie d'une double enveloppe pour l'empêcher de se refroidir trop rapidement.

L'air comprimé arrivant au pied de la colonne d'eau chaude, traverse les petits trous de la plaque qui porte cette colonne et s'élève en traversant la couche de liquide, jusques dans l'espace libre Q. Au-dessus de cet espace, se trouve un disque en tôle d'un diamètre moindre que celui du récipient et soutenu par des pattes en fer fixées aux parois de celui-ci. Ce disque que M. Mékarski nomme bouclier, est placé au-dessus de la surface de l'eau, pour que les goutelettes emportées par les bulles d'air qui se dégagent de la masse liquide, viennent le heurter, s'y déposer pour retomber dans le réservoir et, finalement, pour débarrasser de l'eau liquide le courant qui passe ensuite dans la partie R du récipient, par le pourtour du bouclier.

Dans cette première partie de son trajet, l'air à très haute pression, s'est échauffé jusqu'à une température plus ou moins voisine de celle de l'eau chaude et s'est plus ou moins chargé de vapeur.

Le dessin représente le régulateur de détente placé directement sur la bouillotte, et c'est la position qu'il occupe dans la voiture automobile ; mais, dans d'autres circonstances, il peut en être séparé et servir à régler la tension de l'air qui le traverse quelle que soit la source qui fournit cet air et que celui-ci soit, ou non, saturé de vapeur.

Ce régulateur se compose d'une capacité P sur laquelle se fait la prise d'air E pour l'alimentation de la machine motrice. Cette capacité P communique avec la bouillotte par un conduit

qui renferme une soupape conique C s'ouvrant de P en R. Cette soupape est poussée contre son siège par un petit ressort à boudin enroulé sur la partie inférieure de sa tige et le conduit qui la renferme communique avec la capacité P par l'ouverture *y* et avec la capacité R par l'ouverture *x*. La tige de la soupape porte à sa partie supérieure un disque en métal O, sur lequel s'appuie une grande rondelle de caoutchouc *m n* dont le pourtour est serré dans le joint du couvercle qui ferme la capacité P. Ce couvercle qui est percé de trous au-dessus de la rondelle de caoutchouc, est coulé d'une seule pièce avec le corps d'une presse hydraulique dont le piston M est manœuvré à l'aide d'un petit volant à poignée F et d'une vis tournant dans un écrou fixe B. Autour du corps de la presse qui contient l'eau, se trouve un espace annulaire K sans issue par le haut et dans lequel on a fait pénétrer de l'air qui s'y comprime et forme coussin élastique lorsque le piston M presse le liquide. Un petit godet S communiquant, par un tuyau garni d'un robinet, avec le corps de la presse, sert à réintégrer dans celle-ci l'eau qui peut s'en échapper par le pourtour du piston malgré le soin que l'on apporte à l'entretien de sa garniture en cuir embouti ; celle-ci ne diffère en rien des garnitures ordinaires de presses hydrauliques.

Lorsque le liquide que contient le corps de la presse n'est pas comprimé par le piston M, la soupape C poussée par l'air de la bouillotte et par le ressort, reste fermée et toute communication entre celle-ci et la capacité P est interrompue ; mais si le mécanicien, par l'intermédiaire du petit volant à poignée et du piston M, exerce une pression sur le liquide, cette pression se transmet à la plaque de caoutchouc *m n*, par les petits trous qui sont au-dessus de cette plaque, puis au plateau métallique O qui porte celle-ci, et la soupape C tend à se détacher de son siège. Lorsque la pression sur la plaque de caoutchouc est devenue suffisante pour vaincre la résistance qui provient du petit ressort placé sous la soupape C et de la pression que l'air enfermé dans la bouillotte exerce sur cette soupape, celle-ci commence à se détacher de son siège.

La communication se trouve alors établie entre les deux

capacités R et P, et l'air, dont la tension est très élevée en R, prend en P une tension qui dépend de la grandeur de l'orifice découvert par la soupape et de la vitesse avec laquelle cet air s'échappe de la capacité P pour alimenter la machine motrice. Dans la voiture automobile de Mékarski en marche normale et avec les dimensions de pistons moteurs adoptées, une tension de 5 atmosphères dans la capacité P, quelle que soit du reste la tension dans la bouillotte, suffit pour entretenir le mouvement en chemin horizontal, lorsque la détente dans la machine motrice commence à 0,30 environ de la course des pistons. La soupape C ne doit donc découvrir qu'une ouverture de passage telle que la tension dans la capacité P ne s'élève qu'à 5 atmosphères, et le mécanicien cesse d'agir sur la poignée F lorsque cette tension est atteinte. Pour la maintenir invariable malgré la baisse de tension continue qui se produit dans la bouillotte à mesure que les réservoirs se vident, la plaque de caoutchouc fonctionne automatiquement de la manière suivante :

Au début de l'opération, la pression exercée par le liquide de la presse hydraulique sur la plaque de caoutchouc *mn*, fait équilibre à la tension de $5^{atm.}$ qui existe de l'autre côté de cette plaque, au ressort qui pousse la petite soupape C sur son siège et à la différence des tensions en amont et en aval de cette soupape C, différence qui tend également à la fermer ; mais bientôt la tension baissant dans la bouillotte, l'ouverture primitive de la soupape ne suffit plus pour laisser passer dans la capacité P, la quantité d'air nécessaire pour y maintenir la tension de $5^{atm.}$, et la tension effective y baisse un peu au-dessous de cette limite. C'est alors que la plaque de caoutchouc étant moins poussée contre le liquide de la presse qui continue à agir sur sa face supérieure, avec la même énergie qu'auparavant, cède à l'excédant de pression de ce liquide et s'abaisse en ouvrant davantage la soupape jusqu'à ce que la pression dans la capacité P se relève à $5^{atm.}$ et rétablisse l'équilibre entre les deux faces de la plaque de caoutchouc. C'est pour que le liquide de la presse puisse ainsi réagir automatiquement en repoussant un peu la plaque de caoutchouc, que l'on a donné à la presse, cet espace annulaire K contenant de l'air qui se

comprime jusqu'à la tension à laquelle le liquide est soumis. Cette réaction élastique se produit sans que la tension en soit notablement diminuée, à cause du peu d'amplitude du mouvement communiqué à la plaque de caoutchouc. On pourrait, du reste, réduire, autant qu'on le voudrait, cette diminution de tension de l'air formant ressort et corrigeant le défaut d'élasticité de l'eau, en agrandissant la capacité de l'espace annulaire K, ou en mettant tout simplement le liquide de la presse en communication avec une capacité fermée quelconque contenant de l'air comprimé en quantité suffisante pour qu'un petit accroissement de son volume n'entraîne qu'une diminution de tension tout à fait insignifiante.

Ainsi, tant que la tension, dans la capacité P, est de 5 atmosphères, la plaque de caoutchouc reste en équilibre sous l'influence de la pression de haut en bas du liquide de la presse et des pressions de bas en haut qui la sollicitent ; puis à mesure que la tension baisse dans la bouillotte et qu'il se manifeste un léger abaissement correspondant dans la capacité P, la réaction de l'air contenu dans l'espace annulaire K refoule le caoutchouc, agrandit l'ouverture de la soupape, facilite l'arrivée de l'air dans la capacité P où la tension se relève d'elle-même jusqu'aux environs de $5^{atm.}$. Cet effet continuerait à se produire jusqu'à l'époque où les réservoirs ne verseraient plus dans la bouillotte que de l'air à la tension de $5^{atm.}$, si le mécanicien abandonnait l'appareil à son jeu naturel.

Indépendamment de ce fonctionnement automatique du régulateur de la pression de l'air à l'admission dans les cylindres moteurs, il est évident qu'en exerçant une pression un peu plus grande ou un peu plus petite sur le liquide de la presse, le mécanicien peut relever ou abaisser la tension sous laquelle l'air comprimé pénètre dans la machine motrice, et que chacune des tensions ainsi réglées se maintiendra tant qu'il ne la modifiera pas en agissant sur le piston de la presse ; de sorte qu'il a ainsi sous la main un moyen très simple de fonctionner à des tensions plus basses ou plus élevées, momentanément ou d'une manière continue, selon les besoins du service de traction.

Voici maintenant quelques considérations théoriques sur cet appareil. Aussitôt que le mouvement de la voiture s'est établi à la vitesse normale, les réservoirs alimentent la bouillotte d'air à la pression de 25 à 30 atmosphères et à la température extérieure ; admettons la tension de 30 atmosphères et 12° centigrades de température. D'autre part, la bouillotte contient de l'eau à une température de 150° à 170° ; nous admettrons une température de 160° au début de l'opération ; à cette température de 160°, l'eau d'après les tables de M. Regnault peut émettre des vapeurs à la tension de $6^{atm.},12$; mais si l'on exerce sur sa surface une pression supérieure à $6^{atm.},12$, toute vaporisation proprement dite sera suspendue, et il n'y aura plus de possible que l'évaporation qui consiste à fournir à l'air qui presse la surface liquide, la quantité de vapeur nécessaire pour la saturer à la température qu'il possède. Si cet air, en traversant la masse liquide de bas en haut, a pris la température de 160°, et s'est entièrement saturé il se chargera de vapeur à $6^{atm.},12$, mais s'il n'a pas reçu dans la traversée, une température égale à celle du liquide, il ne se saturera que de vapeur à la tension correspondante à sa propre température, c'est-à-dire inférieure à $6^{atm.},12$.

D'un autre côté, l'écoulement ne peut avoir lieu des réservoirs dans la bouillotte, qu'à la condition que la pression totale due à l'air et à la vapeur qui le sature dans celle-ci, soit plus petite que la tension dans les réservoirs, de la quantité nécessaire pour que le courant surmonte toutes les résistances qui s'opposent à son mouvement. Il en résulte que la somme des tensions de l'air et de la vapeur dont il s'est chargé, à la partie supérieure de la bouillotte, doit être inférieure à 30 atmosphères, et que plus la température de l'air se rapprochera de celle du liquide, plus la part de cette tension totale qu'il faudra attribuer à la vapeur, sera considérable. Ainsi plus l'air traverse lentement la masse d'eau, au-dessus d'une certaine limite inférieure de vitesse qui est celle dans laquelle il prend rigoureusement la température du liquide, plus la tension propre de cet air diminue et plus la tension de la vapeur qui le sature, s'élève ; celle-ci entrant

dans le mélange en proportion la plus considérable possible lorsque la saturation est complète. Il en sera encore de même si elle est incomplète car, toutes choses égales d'ailleurs, l'air emportera d'autant plus de vapeur qu'il sera plus longtemps en contact avec le liquide sans atteindre la saturation complète.

En traversant l'orifice très petit que découvre la soupape C, l'air passe de la bouillotte dans la chambre P du régulateur avec une vitesse et une force vive considérables, à cause de la grande différence des tensions qu'il faut maintenir entre ces deux capacités, surtout au début de l'opération. Cet air subit alors une détente brusque qui serait accompagnée d'un grand abaissement de température si sa force vive ne devait pas s'éteindre en grande partie dans la capacité P et y reproduire presque toute la chaleur qui lui a donné naissance ; il en résulte que la baisse de température qui se produit effectivement dans cette capacité, est loin d'être égale à celle qui correspondrait à la détente adiabatique de la tension dans la bouillotte jusqu'à la tension dans la chambre du régulateur. Cependant comme l'air qui se détend dans cette chambre produit du travail en refoulant dans le cylindre celui qui se trouve entre la chambre P et le piston moteur, travail égal à celui que reçoit le piston pendant la période d'admission, il s'y produit une perte de chaleur et l'on ne peut retrouver cet air à la même température dans les deux capacités P et R où règnent des tensions si différentes. Quant au refroidissement correspondant à la dépense de travail qui se fait dans la bouillotte pour introduire la veine fluide dans la chambre du régulateur, il est neutralisé en partie, dans cette bouillotte, par la chaleur que le refoulement de l'air venant des réservoirs, y produit continuellement, et le refroidissement de l'air qui se détend dans ces réservoirs pour produire ce travail d'introduction dans la bouillotte, est sans cesse combattu par le réchauffement dû à l'action de l'atmosphère environnante. On a constaté par expérience qu'en maintenant dans la chambre P, une tension totale de $5^{atm.}$ environ, la température y restait à peu près de 100° centigrades, au moins pendant la plus

grande partie du temps nécessaire pour vider les réservoirs, et que c'était à cette température que le mélange d'air et de vapeur était envoyé au cylindre moteur.

Ce fait indique que l'air en traversant l'eau chaude de la bouillotte, y a pris une température notablement supérieure à 100°, peut être égale à celle de l'eau, mais ne prouve pas qu'il en est sorti à l'état de saturation complète.

L'expérience seule peut porter quelque lumière sur cette question de saturation plus ou moins complète de l'air qui passe de la bouillotte dans le cylindre moteur. Comme on peut déterminer par le calcul et avec l'aide de la formule de M. Zeuner, la quantité de vapeur nécessaire pour saturer complètement chaque kilogramme d'air qui arrive dans la chambre du régulateur à 100° et sous la tension connue qu'il prend dans ce régulateur, il suffit de mesurer la quantité d'eau emportée de la bouillotte par le passage d'un poids d'air comprimé bien connu.

Si le poids d'eau perdu par la bouillotte, est égal à celui de la vapeur nécessaire pour saturer le poids d'air connu, sous la tension et la température qu'il possède dans la chambre du régulateur, c'est que cet air aura emporté en sortant de cette bouillotte la quantité d'eau nécessaire pour saturer, sans condensation, l'air contenu dans le régulateur, après son abaissement de température.

Si le poids d'eau emporté est moindre que celui que nous venons d'indiquer, c'est qu'il n'y a point eu d'air saturé dans la chambre du régulateur, ni, par conséquent, de condensation.

Si le poids d'eau emportée est plus grand que celui qui doit être attribué à la saturation dans la chambre du régulateur, c'est que l'air sortant de la bouillotte a perdu par condensation ou par simple dépôt dans cette chambre du régulateur, la portion d'eau qu'il contenait au-delà de ce qui était nécessaire pour le saturer dans cette dernière capacité.

Nous allons appliquer ces considérations théoriques au cas particulier de la voiture automobile de M. Mékarski.

L'approvisionnement d'air comprimé à $25^{atm.}$ ou $30^{atm.}$,

qu'emporte cette voiture est de 2,8 mètres cubes ; nous admettrons la tension de 30 atmosphères.

La température de cet air est variable suivant les saisons ; nous admettrons qu'elle est de 12°, moyenne de nos températures atmosphériques.

La bouillotte contient $125^{kil.}$ d'eau à la température initiale de 150° à 170° ; nous admettrons 160° centigrades.

La tension dans la chambre du régulateur, est moyennement de $5^{atm.}$ et la température de 100° centigrades.

Dans ces dernières conditions, l'air possède dans cette chambre, une tension de $4^{atm.}$ et la vapeur qu'il contient une tension de $1^{atm.}$, s'il est complètement saturé ; nous admettrons encore cette hypothèse.

A $1^{atm.}$ et à 100°, le poids du mètre cube de vapeur, d'après la formule de Zeuner, $q = 0{,}6061\ (p)^{0{,}9393}$, est de

$$q = 0{,}6061\ (1^{atm.})^{0{,}9393} = 0{,}6061 \text{ kilogramme,}$$

et la vapeur, dans l'air saturé, a la même densité que dans le vide.

Sous la tension de $4^{atm.}$ et à la température de 100°, le volume de $1^{kil.}$ d'air supposé sec, est de

$$\frac{1^{m^3}}{1^{kil.},293187} \times \frac{1}{4} \times \frac{273^\circ + 100^\circ}{273^\circ} = 0{,}26404 \text{ mètre cube.}$$

Ce volume d'air, à l'état de saturation, contiendra :

$$0^{kil.},6061 \,.\, 0^{m^3},26404 = 0^{kil.},160 \text{ de vapeur à } 100^\circ.$$

D'autre part, le volume de $1^{kil.}$ d'air à $30^{atm.}$ et à la température de 12° centigrades, est de

$$\frac{1^{m^3}}{1^{kil.},293187} \times \frac{1}{30^{atm.}} \times \frac{273+12}{273} = 0^{m^3},0269 \text{ mètre cube.}$$

Les réservoirs contiendront donc un approvisionnement d'air de

$$\frac{2^{m^3},8}{0{,}0269} = 104{,}1 \text{ kilogrammes.}$$

Mais on ne peut utiliser la totalité de l'air ainsi emmagasiné ; il en reste dans les réservoirs, à la fin de la période de

travail, un stock de $2^{m^3},8$ à la tension minima sous laquelle les machines motrices peuvent emporter la charge.

Supposons que cette tension soit de 5 atmosphères, c'est-à-dire la tension sous laquelle fonctionne habituellement la machine motrice.

Le volume de $1^{kil.}$ d'air sec à $5^{atm.}$ et à la température de 12° centigrades, est de

$$\frac{1^{m^3}}{1^{kil.},293187} \times \frac{1}{5} \times \frac{273^\circ + 12^\circ}{273} = 0^{m^3},1614,$$

et les 2,8 mètres cubes, pèseront :

$$\frac{2,8}{0,1614} = 17^{kil.},34.$$

On ne peut donc utiliser, sur la totalité de l'approvisionnement, que $104^{kil.},1 - 17^{kil.},34 = 86^{kil.},76$ d'air comprimé à une tension qui variera pendant le débit, de 30 à 5 atmosphères dans les réservoirs, mais il sera fourni à la machine motrice sous une tension approximativement constante de $4^{atm.}$ et à la température de 100°, par la chambre du régulateur de tension.

Ces $86^{kil.},76$ d'air à $4^{atm.}$ et à 100°, occuperont un volume de $86,76.\ 0^{m^3},2640 = 22,905$ mètres cubes, d'après l'évaluation ci-dessus du volume d'un kil. d'air, dans ces conditions. D'autre part, ce volume d'air saturé de vapeur à $1^{atm.}$, pour élever la tension totale à $5^{atm.}$, contiendra 22,905 mètres cubes de vapeur à cette tension d'une atmosphère, ce qui portera le poids total de vapeur emportée par l'air dans le cylindre moteur, à

$$22^{m^3},905.\ 0^{kil.},6061 = 13,882 \text{ kilogrammes.}$$

C'est là le poids d'eau qui doit être emporté de la bouillotte par l'air comprimé qui la traverse pendant l'utilisation de toute la partie disponible de l'approvisionnement, si cet air n'emporte que ce qui est nécessaire à sa propre saturation dans la chambre du régulateur et, dans ce cas, il n'y a point de condensation.

Si la quantité emportée était moindre, c'est qu'il n'y aurait eu, à plus forte raison, aucune condensation.

Si la quantité emportée était plus grande, c'est que l'air en traversant la bouillotte se serait chargé de plus d'eau qu'il n'en fallait pour le saturer dans la chambre du régulateur et que l'excédant, s'il était à l'état de vapeur, se serait condensé dans cette chambre sous l'action de refroidissement dû à la détente brusque qui s'y produit, ou s'il était à l'état liquide, se serait simplement déposé.

D'après les expériences de M. Mékarski, la quantité d'eau effectivement emportée de la bouillotte, varie entre 14 et 18 litres; la dépense est donc moyennement un peu supérieure à celle qui correspond à la saturation complète de l'air dans la capacité du régulateur, et il y a une petite quantité d'eau transportée par cet air, dans les cylindres moteurs, à l'état liquide.

Quant à la tension propre de l'air dans la bouillotte, elle est, à chaque instant, celle qui ajoutée à la tension de la vapeur qu'il contient, forme une tension totale qui n'est inférieure à celle des réservoirs, que de la quantité nécessaire pour vaincre toutes les résistances qui s'opposent à son mouvement depuis ces réservoirs jusqu'à la partie supérieure de la bouillotte. Ainsi, par exemple, supposons que l'air, dans les réservoirs, ait une tension de 25,1 atmosphères et que les résistances entre les deux capacités neutralisent 0,1 d'atmosphère ; la tension au sommet de la bouillotte sera dans ce cas de 25 atmosphères. Si l'air en traversant l'eau chaude a pris une température de 140° et s'est entièrement saturé de vapeur, celle-ci, d'après les expériences de M. Regnault, aurait une tension propre de 3,576 atmosphères et l'air qu'elle sature n'aurait qu'une tension de

$$25^{\text{atm.}} - 3^{\text{atm}},576 = 21,424 \text{ atmosphères.}$$

Si l'air ne s'était pas entièrement saturé, la tension de la vapeur qu'il contiendrait, serait inférieure à $3^{\text{atm.}},576$ et lui-même posséderait une tension supérieure à $21^{\text{atm.}},424$, parce que la somme des deux tensions devrait encore être égale à 25 atmosphères.

Cherchons maintenant la température du liquide qui reste dans la bouillotte, lorsque l'approvisionnement disponible d'air

comprimé cet épuisé, dans l'hypothèse où cet air n'aurait emporté que la quantité de vapeur nécessaire pour le saturer dans la chambre du régulateur et où, par conséquent, l'abaissement de température dû à la détente brusque dans cette capacité, n'aurait fait que ramener l'air à l'état de saturation sans produire de condensation.

Nous continuerons, comme précédemment, à considérer toute la chaleur appliquée à élever la température de l'eau et à la transformer en vapeur, comme présente et disponible dans cette vapeur, parce que cette hypothèse ne présente point d'inconvénient dans les conditions où elle est adoptée ; plus tard un examen plus attentif de la nature des vapeurs et du rôle qui est assigné à la chaleur dans les phénomènes qui les concernent, rectifiera cette hypothèse sans changer les résultats auxquels elle va nous conduire.

Les $125^{\text{kil.}}$ d'eau à 160° que contient la bouillotte renferment une quantité de chaleur disponible, au-dessus de zéro centigrade, égale à

$$125 \,.\, 160 = 20000 \text{ calories.}$$

D'autre part, les $13^{\text{kil.}},882$ de vapeur à $1^{\text{atm.}}$ emportée par l'air, dans cette hypothèse, renferment une quantité de chaleur qui peut être déterminée par la formule de M. Regnault que nous avons citée à propos des propriétés générales de la vapeur d'eau.

Elle serait, par kilogramme, $Q = 606,5 + 0,305 \,.\, 100^{\circ} = 637$ calories ; soit pour les 13,882 kilogrammes, une quantité totale de chaleur égale à $13^{\text{kil.}},882 \,.\, 637 = 8843$ calories au-dessus de zéro.

Les $125^{\text{kil.}} - 13^{\text{kil.}},882 = 111^{\text{kil.}},118$ d'eau qui restent, ont dû fournir en outre la quantité de chaleur qui a été nécessaire pour élever la température des $86^{\text{kil.}},76$ d'air qui ont traversé la bouillotte, de la température initiale 12° aux températures variables qui ont été successivement transmises par le liquide au courant d'air qui l'a traversé aux diverses époques du fonctionnement de l'appareil.

Comme, d'après l'expérience acquise, l'eau ne descend pas au-dessous de 100° d'une quantité bien considérable, après

qu'elle a réchauffé toute la provision d'air utilisable, nous admettrons que la température moyenne qu'il y a reçue, est de 120° centigrades.

Nous n'obtiendrons ainsi qu'une assez grossière approximation, mais cette partie de la chaleur fournie par la masse liquide n'est pas assez considérable pour que l'erreur commise puisse entraîner de graves mécomptes.

Dans cette hypothèse, les $111^{kil.},118$ d'eau qui restent dans la bouillotte, auraient abandonné

$$111^{kil.},118 \,.\, 0^{cal.},1682\,(120^\circ - 12^\circ) = 2018 \text{ calories.}$$

La quantité totale de chaleur emportée, s'élèverait donc à

$$8843 + 2018 = 10861 \text{ calories,}$$

et l'on doit retrouver le reste des 20000 calories dans les $111^{kil.},118$ d'eau qui restent dans la bouillotte.

Si on désigne par T la température de cette eau, on aura :

$$111,118 \,.\, T = 20000 - 10831 \;;\quad \text{d'où } T = 82^\circ \text{ centigrades.}$$

Cette température indique qu'avant la dépense complète de l'approvisionnement d'air disponible, l'air saturé de vapeur, dans le régulateur, n'était plus à 100°, et que si la machine a fonctionné à 5 atmosphères vers la fin de cet approvisionnement, comme au début, l'air dépensé était alors à une tension de plus de $4^{atm.}$, la vapeur ne suffisant plus pour lui communiquer la tension supplémentaire de $1^{atm.}$.

Effet utile de cette machine. — Dans l'hypothèse adoptée par M. Mékarski, que sa machine fonctionne avec de l'air saturé de vapeur à 100° et à la tension totale de $5^{atm.}$, dont $4^{atm.}$ sont attribuées à l'air et $1^{atm.}$ à la vapeur, le volume total d'air à 100° et à $4^{atm.}$, que peut fournir l'approvisionnement de la voiture automobile, est de 22,905 mètres cubes, en laissant dans les réservoirs 2,8 mètres cubes d'air à $5^{atm.}$ et à la température atmosphérique supposée de 12°.

D'autre part, l'appareil moteur de la voiture est à deux cylindres, comme celui des locomotives ordinaires, et il faut dépenser quatre cylindrées d'air par tour de roues. Ces roues ayant $0^m,70$ de diamètre, l'avancement du véhicule est

de 3,1415 . 0,70 = 2^m,19905, soit en nombre rond 2^m,20 par tour.

Les pistons ont un diamètre de . . . . 0^m,135
et une course de . . . . . 0^m,260

La détente commence aux 0,3 de la course.

Il y a bien dans ces machines un petit espace nuisible dont il faudrait, à la rigueur, tenir compte, mais comme on peut annuler l'excédant de dépense qu'il occasionne, en fermant l'échappement un peu avant la fin de la course, pour former ce que l'on nomme un coussin, dans les machines à vapeur, nous le négligerons.

Nous aurons ainsi :

Section d'un piston de 0^m,135 de diamètre . 0^{m^2},014314
Volume engendré dans la course de 0^m,26 . 0^{m^3},00372
Volume d'air saturé à 5^{atm} admis par course
0,00372 . 0,3 = ... 0^{m^3},001116

Soit, pour les quatre cylindrées qui correspondent à un tour ou à un avancement de 2^m,20, un volume de 0^{m^3},004464.

Comme la quantité d'air disponible est de 22,945 mètres cubes, l'approvisionnement pourra fournir la quantité d'air nécessaire à

$$\frac{22,945}{0,004464} = 5131 \text{ tours de roues}$$

et à un avancement de 5131 . 2^m,20 = 11288 mètres.

Les rapports faits sur cette machine constatent un parcours de 11 à 12 kilomètres avec l'approvisionnement d'air que nous avons indiqué. Il y a donc accord entre ces résultats théoriques et l'expérience.

Dans les considérations que nous avons présentées précédemment sur la loi de détente de l'air travaillant à 6^{atm}, à la température initiale de 200° et saturé de vapeur à cette température, nous avons reconnu que l'on pouvait considérer, sans grand erreur, ce travail comme égal à la moyenne des travaux à détente isothermique et adiabatique pour le même accroissement de volume, et nous avons indiqué dans le tableau (A) annexé à ce chapitre toutes les phases de ce travail adiabatique

de l'air saturé de vapeur à haute température, pour un volume initial de 1 mètre cube.

En admettant cette règle, nous aurons d'abord pour la détente isothermique :

Volume d'une cylindrée après détente aux 0,3 de la course

$$0^{m^3},00372 ;$$

détente $\frac{10}{3}$; tension initiale $5^{atm.}$ ou $51665^{kil.}$ par m^2 ; contre-pression atmosphérique $10333^{kil.}$ par m^2.

Travail théorique d'une cylindrée :

$$0^{m^3},00372 \left[\frac{51665 . 3}{10}\left(1 + \log. \frac{10}{3}\ 2,3026\right) - 10333\right].$$

Tous calculs faits, ce travail = 88,64 kilogrammètres.

Soit, pour les quatre cylindrées qui correspondent à un tour des roues :

354,56 kilogrammètres.

D'autre part, nous trouvons successivement, dans l'hypothèse de l'air sec à $5^{atm.}$ et à 100°, se détendant adiabatiquement :

Travail absolu sous tension constante, pour une cylindrée :

$$0^{m^3},00372 . 0,3 . 51665 = 57,66 \text{ kilogrammètres.}$$

Travail résistant de la contrepression pendant toute la course :

$$0^{m^3},00372 . 10333 = 38,44 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail absolu à détente adiabatique sera déterminé par la méthode ordinaire :

$$\frac{T}{T} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{0,41} \text{ qui donne dans ce cas } \frac{373^\circ}{T'} = \left(\frac{10}{3}\right)^{0,41};$$

d'où $T' = 227^\circ,7$ degrés absolus.

La baisse de température serait donc de

$$373 - 227,7 = 145^\circ,3.$$

Le volume d'air sec à $5^{atm.}$ et à 100° centigrades qui a subi cette détente, est de $0^{m^3},001116$, et le volume de $1^{kil.}$ d'air, dans les mêmes conditions, est de

$$\frac{1^{m3}}{1,293187} \times \frac{1}{5} \times \frac{373}{273} = 0^{m3},21123.$$

Le poids d'air soumis à la détente est donc de

$$\frac{0^{m3},001116}{0^{m3},21123} = 0^{kil.},00528,$$

et la chaleur qu'il a perdue, de

$$0^{kil.},00528 \,.\, 0^{cal.},1682 \,.\, 145^{\circ},3 = 0,129 \text{ calorie},$$

correspondant à un travail de $0,129 \,.\, 425 = 54^{km.},825$.

Dans l'évaluation du travail à détente isothermique, nous avons trouvé $88^{km.},64$ pour travail effectif à pression pleine et à détente, déduction faite du travail résistant de contrepression qui est de $38^{km.},44$ comme dans le cas de détente adiabatique. Cela porte le travail absolu total, à $88,64 + 38,44 = 127^{km.},08$, et le travail absolu, à détente isothermique seulement, à

$$127^{km.},08 - 57^{km.},66 = 69^{km.},42,$$

en observant que le travail à pression constante est le même dans les deux hypothèses.

Nous admettrons donc, d'après la règle posée précédemment, que le travail absolu, à détente adiabatique, de l'air saturé de vapeur à 100° est égal à la moyenne des valeurs correspondantes à la détente isothermique et à la détente adiabatique de l'air supposé sec.

Ce travail moyen sera de

$$\frac{69^{km.},42 + 54,^{km.}825}{2} = 62^{km.},122,$$

et le travail effectif d'une cylindrée, de

$$57^{km.},66 + 62,122 - 38,44 = 81^{km.},34.$$

Soit, pour les quatre cylindrées qui correspondent à chaque tour de roues, 325,36 kilogrammètres.

Tel serait, très approximativement, le travail produit pour chaque chemin de $2^{m},20$ parcouru par la voiture automobile, si l'air comprimé avait, à l'admission, une tension de $5^{atm.}$ et une température de 100° centigrades, abstraction faite des résistances passives de toute nature parmi lesquelles il faut

compter l'excédant de la contrepression des pistons sur la tension atmosphérique extérieure, dont nous n'avons pas tenu compte.

D'après des expériences faites sur la résistance qu'opposent au mouvement de ces voitures, les voies ordinaires de tramways, cette résistance varierait de $10^{kil.}$ à $12^{kil.}$ par tonne transportée en chemin horizontal, poids du véhicule compris, et dans ces conditions, la voiture de M. Mékarski pesant 8 tonnes lorsqu'elle porte 30 voyageurs, fournit une course de 10 à 12 kilomètres, avec l'approvisionnement d'air comprimé que nous nous avons indiqué.

Si l'on admet un effort moyen de $11^{kil.}$ par tonne, chaque tour des roues, ou chaque avancement de $2^{m},20$, correspondra à un travail utilisé de

$$8^{t} . 11^{kil.} . 2^{m},20 = 193,6 \text{ kilogrammètres},$$

et nous venons de voir que le travail produit par l'air comprimé pour la même période, s'élevait à 325,36 kilogrammètres. L'effet utile ne serait donc de $\frac{193,6}{325,36} = 0,595$ du travail produit, et les 0,405 de ce travail seraient consommés par toutes les résistances passives propres à l'appareil moteur.

Cette perte est un peu plus considérable que celles qui ont été constatées jusqu'aujourd'hui dans tous les appareils à vapeur ou à air comprimé qui ont été attentivement examinés, et comme les machines de M. Mékarski ont été construites par d'habiles mécaniciens, la conséquence qui résulte des calculs précédents, est que l'air comprimé n'y possède pas continuellement la tension de $5^{atm.}$ à l'admission ; une pression moyenne totale de $4^{atm.},5$ à $5^{atm.}$ doit suffire à tous les besoins de la traction, quelle que soit la part raisonnable que l'on veuille faire aux résistances passives et au refroidissement extérieur, et si la tension de $5^{atm.}$ a été constatée dans la chambre du régulateur, elle a certainement subi une certaine diminution entre cette capacité et les cylindres moteurs.

D'autre part, la tige du piston tient aussi une place dans les cylindres et diminue d'une certaine quantité, le volume d'air à l'admission de l'un des côtés de ce piston.

Dans le service régulier de cette machine, le chemin par-

couru présente toujours des rampes plus ou moins fortes, tantôt dans le sens du mouvement, tantôt en sens contraire, et la tension de l'air à l'admission est loin d'être constante; le mécanicien doit la régler et la proportionner, à chaque instant, à la résistance qui s'oppose au mouvement du véhicule, à l'aide du régulateur ; de sorte qu'il ne faut considérer les résultats précédents que comme des moyennes approximatives.

Quant à la température qui peut exister dans les cylindres à la fin de la détente, on peut l'apprécier par l'examen du tableau (A) que nous avons rappelé ci-dessus. D'après ce tableau, de l'air à $6^{atm.}$, saturé de vapeur à 100°, possède encore quand il est détendu adiabatiquement jusqu'à 5 fois son volume initial, une température de 45°,5 centigrades. Il n'y a donc, dans les appareils de M. Mékarski, aucune congélation à redouter pendant l'échappement de l'air, quelle que soit la part que l'on veuille attribuer au refroidissement par transmission de chaleur à l'air extérieur.

Pour se rendre compte des conditions économiques de fonctionnement de cet appareil, on peut observer que, pour un trajet moyen de 11,288 kilomètres, la dépense d'air comprimé à $30^{atm.}$ est d'environ $86^{kil.},76$ d'après nos calculs et dans les conditions adoptées. La dépense par kilomètre est donc de $\frac{86,76}{11,288} = 7^{kil.},686$, et comme la charge transportée est de 8 tonnes, la dépense par tonne transportée à 1 kilomètre, s'élève à $0^{kil.},961$ d'air.

M. Mékarski donne comme dépense pratique moyenne en terrain horizontal, $1^{kil.}$ d'air comprimé, par tonne transportée à 1 kilomètre. La vitesse de transport peut varier entre des limites fort écartées ; on a souvent atteint la vitesse de 25 kilomètres par heure.

En calculant, à l'aide des règles posées précédemment, le travail à dépenser pour comprimer jusqu'à 30 atmosphères, la quantité d'air nécessaire au fonctionnement de cette machine et en admettant que la machine à vapeur qui met en mouvement les compresseurs, consomme 1,5 à $2^{kil.}$ de houille par cheval et par heure, on peut avoir une idée approximative

du prix de revient des transports ainsi effectués. Il est bien entendu qu'à ce prix direct, il faudrait ajouter l'intérêt et l'amortissement du capital affecté à l'entreprise et les salaires du personnel qui devrait y être attaché.

Cette machine qui, évidemment, consomme beaucoup plus de combustible qu'une machine à vapeur pour un travail déterminé, présente cependant sur celle-ci d'assez nombreux avantages pour le genre d'application que M. Mékarski a adopté.

1° Le régulateur et la haute tension de l'air dans les réservoirs mettent à la disposition du mécanicien conducteur de la voiture, une tension qui n'a de limite supérieure que celle qui existe dans les réservoirs et il peut, presque instantanément, obtenir celle dont il a besoin en agissant sur le volant du régulateur. Cet avantage a une grande valeur sur les tramways à pentes plus ou moins fortes.

2° Au point de vue de la sécurité, l'appareil à air comprimé, même en cas d'explosion, est sans danger pour les voyageurs. Les cylindres réservoirs ont un petit diamètre ($0^m,50$) et sont fabriqués en tôle d'acier de $0^m,008$ d'épaisseur donnant toute sécurité contre les ruptures; mais, pour constater les résultats d'une rupture, on a laissé tomber sur un de ces cylindres réservoirs, un corps dur garni d'une pointe, de la hauteur de $6^m,82$; ce corps pesant $275^{kil.}$ a crevé le cylindre, et l'air s'en est échappé en produisant le bruit d'une vive explosion, mais sans projection d'éclats, et des planches déposées à proximité du cylindre n'ont pas même été déplacées. Cette différence entre les résultats d'une explosion de réservoir d'air comprimé et d'une explosion de chaudière à vapeur qui produit des effets si désastreux, provient de ce que, dans la rupture d'une chaudière à vapeur, il se dégage non seulement la vapeur déjà formée qui occupait la partie supérieure de la chaudière, mais encore une énorme quantité d'autre vapeur qui se forme instantanément aux dépens de la chaleur emmagasinée dans le liquide au-dessus de la température 100°; de telle façon qu'immédiatement après la rupture, ce qu'il reste d'eau de la chaudière est ramené à 100°, le surplus de la cha-

leur contenue dans cette chaudière ayant servi à vaporiser toute l'eau qui a disparu. Rien de pareil ne se produit dans une rupture de réservoir d'air comprimé ; il n'y a qu'un échappement très rapide de l'air par l'ouverture qui s'est faite dans la paroi du réservoir où la tension baisse très rapidement. Il faudrait que les réservoirs eussent une très grande capacité pour que cet échappement pût offrir quelques inconvénients.

3° Cette voiture s'arrête très vite sous l'action d'un frein à air comprimé qui trouve sur place la force motrice dont il a besoin ; 6 à 7 secondes en marche ordinaire, 8 secondes à grande vitesse, suffisent. La mise en mouvement s'effectue avec la même facilité.

4° Elle est exempte des tourbillons de fumée et de vapeurs qui se dégagent des locomotives à vapeur et qui gênent les voyageurs et les personnes qui se trouvent à proximité, et lorsque la détente y est poussée jusqu'à ce que l'air n'ait plus qu'un léger excédant de tension sur l'atmosphère extérieure, l'échappement se fait avec très peu de bruit. Cette condition est importante pour la circulation dans les rues des villes.

5° Le renouvellement de l'air comprimé dans les réservoirs et de l'eau chaude dans la bouillotte, se font avec la plus grande facilité. Pour renouveler l'approvisionnement de l'air, on met tout simplement les réservoirs de la voiture en communication avec un grand réservoir alimenté par le compresseur. Ces réservoirs d'alimentation se placent aux extrémités de la ligne parcourue, quand la longueur de celle-ci ne dépasse pas 11 à 12 kilomètres. Pour des distances plus grandes, il faut un ou plusieurs réservoirs intermédiaires. Pour des distances de 5 à 6 kilomètres, un seul réservoir à une extrémité de la ligne suffit.

Pour renouveler l'eau chaude, on se contente de faire pénétrer dans la bouillotte, un jet de vapeur à haute pression ; celle-ci s'y condense, relève la température et remplace l'eau consommée dans le voyage.

Pendant la marche de la voiture automobile, on ne met pas tous les petits réservoirs en communication les uns avec les autres ; on en isole quelques-uns qui conservent de l'air à la tension initiale pendant la majeure partie du parcours. L'air

qu'ils contiennent est utilisé lorsqu'il se présente une résistance anormale à surmonter, comme une très forte rampe; puis il sert encore à remettre la voiture en mouvement après les arrêts, dans la dernière partie du parcours total.

Les compresseurs employés par M. Mékarski pour comprimer l'air jusqu'à la tension de 25 à 30 atmosphères, sont tous construits sur le même type, mais leurs dimensions varient. Dans tous, l'air est comprimé en deux opérations successives et, après avoir subi une première compression, séjourne dans un réservoir pour se refroidir avant d'être soumis à la deuxième compression complémentaire.

Les pistons compresseurs fonctionnent à simple effet dans les deux cylindres successifs, sont placés sur un même axe horizontal, reçoivent le mouvement de la même manivelle qui est placée du côté du plus grand et, pour régulariser le travail de compression, le grand piston comprime l'air pris à la pression atmosphérique pendant que le petit aspire l'air du réservoir intermédiaire. Dans ces conditions, la résistance correspondante à la première compression se manifeste pendant une course et la résistance correspondante à la compression complémentaire se manifeste pendant la course suivante.

Le premier cylindre compresseur est tout ouvert d'un côté; le second est fermé des deux côtés et l'un de ces côtés est en communication continuelle avec le réservoir intermédiaire, tandis que l'autre communique avec ce réservoir par une soupape d'aspiration qui se ferme pendant la période de compression complémentaire. Par cette disposition du second cylindre compresseur, les fuites qui peuvent se manifester entre sa garniture et les parois contre lesquelles elle glisse, ne constituent pas une perte totale du travail appliqué à la compression de l'air qui s'échappe; celui-ci retourne simplement au réservoir intermédiaire pour y être repris dans l'une des aspirations suivantes. De plus, on régularise ainsi davantage le travail résistant des courses successives dont l'une, celle qui correspond à la compression finale de l'air, consommerait

beaucoup plus de travail que l'autre, si le petit piston était, d'un côté, en communication continuelle avec l'atmosphère.

Le côté du petit cylindre consacré à la compression finale de l'air et qui porte une soupape d'aspiration sur le réservoir intermédiaire, porte également une soupape de refoulement dans un second réservoir sur lequel se fait la prise définitive d'air comprimé à la plus haute tension; cette soupape ne se soulève que lorsque l'air soumis à la compression a atteint sa tension finale.

Le plus grand des deux cylindres est muni d'une double enveloppe avec circulation d'eau froide; le plus petit n'en a point.

Le refroidissement de l'air pendant la compression, dans chacun des deux cylindres, se produit à l'aide du procédé d'injection d'eau que nous avons décrit à propos du compresseur de MM. Dubois et François. Le grand cylindre reçoit cette eau par un tuyau qui part de la partie la plus basse du réservoir intermédiaire et le petit la reçoit par un tuyau qui part de la partie inférieure du réservoir final. L'injection, dans ces conditions, se trouve suspendue pendant les périodes d'introduction de l'air dans chacun des réservoirs et elle est la plus active que possible pendant les périodes d'aspiration dans les deux cylindres compresseurs; ce n'est pas, comme nous l'avons dit, la façon la plus rationnelle de l'effectuer, mais c'est la plus simple et la moins sujette à dérangement.

Chacun des tuyaux destinés à l'injection d'eau porte un robinet spécial pour déverser l'eau au-dehors lorsque l'on veut suspendre cette injection, ce qui a lieu spécialement pour le petit cylindre lorsqu'il ne comprime pas l'air jusqu'à une tension très élevée et que tout l'appareil est construit sur une petite échelle ou fonctionne à petite vitesse.

Dans ce mode de compression de l'air en deux opérations, la tension qui s'établit dans le réservoir intermédiaire pendant la marche normale de l'appareil, est dépendante du rapport qui existe entre les volumes engendrés par les deux pistons. Il est évident, en effet, que pour faire tenir dans le volume engendré par le petit piston, la quantité d'air que le grand

piston vient d'aspirer sous la tension atmosphérique, il faut que cette quantité d'air ait été amenée par la compression au volume qu'elle doit occuper dans le petit cylindre. Si la température dans le réservoir intermédiaire était égale à la température extérieure, la tension normale dans le réservoir, en atmosphères, serait représentée par le rapport du volume engendré par le grand piston au volume engendré par le petit.

Si la température était plus élevée dans le réservoir que dans l'atmosphère extérieure, la dilatation dans ce réservoir obligerait la tension à s'y élever un peu plus haut, pour que l'air puisé dans l'atmosphère en une course, trouvât place dans le petit cylindre. La tension normale dans ce réservoir intermédiaire, a donc pour valeur minima, le rapport des capacités utiles des deux cylindres, et s'élève d'autant plus au-dessus de cette valeur minima que la température y est plus haute relativement à la température extérieure.

Quant à la tension dans le dernier réservoir, elle n'a, théoriquement au moins, d'autres limites que la puissance de la machine motrice et la solidité des organes de tout l'appareil. Elle n'est réglée, pendant la marche ordinaire, que par le débit de ce réservoir. Quand celui-ci débite plus d'air comprimé qu'il n'en reçoit, la tension baisse ; quand il en débite moins, elle s'élève ; quand il en débite la même quantité, elle devient moyennement constante. Dans tous les cas, la période d'expulsion de l'air comprimé par le petit piston, ne commence que lorsque sa tension est devenue un peu supérieure à celle qui existe dans le réservoir final.

Lors de la mise en train d'un semblable appareil, il convient de mettre les deux réservoirs en communication jusqu'à ce que l'air ait acquis la tension qui doit se maintenir, en marche normale, dans le réservoir intermédiaire. On évite ainsi le passage inutile de la totalité de l'air puisé dans l'atmosphère, à travers le petit cylindre.

Voici les dimensions principales ainsi que les principaux effets obtenus d'un de ces compresseurs Mékarski, qui sont toujours construits avec beaucoup de soin et de précision.

Course commune aux deux pistons . . . $0^m,46$

Diamètre du grand . . . . . $0^{m},38$
Diamètre du petit . . . . . $0^{m},17$
Diamètre de la tige du grand . . . . $0^{m},12$

La tige du petit a $0^{m},065$ de diamètre, mais comme elle ne traverse pas la partie du cylindre dans lequel s'effectue la compression, elle n'est point prise en considération dans la valeur des volumes engendrés.

Volume engendré par le grand piston, déduction faite du volume occupé par sa tige . . . . . $0^{m3},047$

Volume engendré par le petit piston. . . $0^{m3},0105$

Volume d'air aspiré par le grand piston, à la tension atmosphérique, après déduction de toutes les pertes (résultat d'expériences). . . . $0^{m3},042$

Valeur des pertes d'air $0,047 - 0,042 =$ $0^{m3},005$

Pertes comparativement au volume théorique,

$$\frac{0,005}{0,047} = 0,106$$

Tension de l'air dans le réservoir intermédiaire, en atmosphères, . . . $\frac{0^{m3},042}{0^{m3},0105}$, la température étant supposée constante . . . . . $4^{atm.}$

La manivelle qui transmet le mouvement aux deux pistons, fait habituellement 50 révolutions par minute; de sorte que le volume d'air comprimé à 30 atmosphères, dans l'hypothèse d'une température constante, étant de $\frac{0^{m3},42}{30} = 0^{m3},0014$, le volume s'élève par heure à $0^{m3},0014 \times 50 \times 60 = 4,2$ mètres cubes.

Si cet air était sec et à la température 0°, il pèserait $4^{m3},2 \times 1^{kil.},293 \times 30^{atm.} = 158^{kil.},7$; mais comme il est à une température moyenne supérieure à 0°, et plus ou moins saturé de vapeur d'eau, son poids moyen est évalué à $150^{kil.}$, dans l'application.

Cet appareil, en marche normale, fournit donc $150^{kil.}$ d'air comprimé à $30^{atm.}$ par heure.

La quantité moyenne d'eau injectée dans le 1er cylindre compresseur, est de 1 litre par tour de la manivelle qui transmet le mouvement au piston.

La machine motrice qui met tout l'appareil en mouvement a une puissance effective de 25 chevaux, ce qui porte le rendement effectif à $\frac{150^{\text{kil.}}}{25^{\text{ch.}}} = 6^{\text{kil.}}$ d'air comprimé jusqu'à 30 atmosphères, par cheval et par heure.

Toutes les soupapes placées sur les fonds des cylindres compresseurs sont en bronze, ont la forme d'un tronc de cône de peu de hauteur, sont appuyées sur leurs sièges par de très longs ressorts à boudin en acier trempé et sont parfaitement guidées dans leur course pour qu'il ne s'y manifeste jamais de tendance à retomber obliquement sur ces sièges.

Les deux réservoirs sont cylindriques et terminés à leurs extrémités par des calottes un peu surbaissées. Ils ont, tous les deux, $0^{\text{m}},70$ de diamètre sur une hauteur totale de $1^{\text{m}},90$, sont placés verticalement dans une fosse attenante au massif qui porte les compresseurs et reçoivent l'air comprimé par des tuyaux qui débouchent au milieu de leur hauteur.

Le premier réservoir constitue une capacité unique, mais le second est divisé en deux compartiments par une cloison horizontale placée à $0^{\text{m}},45$ environ de son sommet. C'est dans le compartiment supérieur que se fait la prise d'air comprimé, et l'air venant du petit cylindre arrive dans le compartiment inférieur. La communication entre les deux compartiments est établie par un tuyau de $0^{\text{m}},22$ de diamètre environ qui part de la cloison et descend jusqu'à une petite distance du fond du compartiment inférieur ; de sorte que l'air passe d'un compartiment dans l'autre en remontant par ce tuyau dont la longueur est d'environ $1^{\text{m}},09$ et qui est garni du haut en bas de 26 disques concaves par dessous, fixés sur une forte tige en fer placée dans l'axe du tuyau. Ces disques équidistants ont un peu moins de diamètre que le tuyau et sont destinés à retenir et à reverser dans le compartiment inférieur les gouttelettes d'eau que le courant remontant abandonne en les heurtant successivement.

L'inventeur paraît assez satisfait de ce moyen de dessécher l'air comprimé avant de l'envoyer aux machines motrices, mais il deviendrait inutile si le réservoir final avait une capacité

beaucoup plus grande et que l'air pût y séjourner quelque temps avant d'être utilisé.

Cette faible capacité du second réservoir ne convient évidemment que lorsque l'air comprimé est employé au fur et à mesure qu'il est produit. Lorsque l'on ne doit l'emprunter à ce second réservoir, qu'à intervalles éloignés et en grande quantité à la fois, il faut que ce réservoir ait une capacité suffisante pour que les emprunts périodiques auxquels il est assujetti, n'y produise qu'un abaissement de tension peu considérable ; sans cela on perdrait tout le travail correspondant à la compression de l'air depuis la tension à laquelle il s'abaisserait, jusqu'à la tension maxima qu'il possédait avant chaque emprunt.

Outre sa voiture automobile, qui était une des curiosités mécaniques de l'exposition universelle de 1878, M. Mékarski avait encore exposé d'autres applications de son système et entr'autres :

Une locomotive à air comprimé destinée à remorquer des voitures ordinaires sur les tramways. Celle-ci, un peu plus puissante que la machine de sa voiture automobile, portait une provision d'air comprimé de $200^{kil.}$ et sa bouillotte contenait 250 litres d'eau chaude.

Une petite locomotive pour le transport de la houille dans les galeries principales des mines. Cette locomotive était construite pour une voie de $0^{m},60$ de largeur et des galeries ayant au minimum, $1^{m},10$ de largeur et $1^{m},55$ de hauteur. Le réservoir contenait $56^{kil.}$ d'air à $30^{atm.}$ et la bouillotte $75^{kil.}$ d'eau chaude, mais celle-ci était horizontale et l'air y était envoyé par un tube horizontal percé de trous. Le diamètre des roues était de $0^{m},45$ et le poids total de l'appareil en charge, était de 2300 kilogrammes. L'effet utile que l'on peut tirer d'une semblable machine est facile à calculer :

Dans nos mines, lorsque les voies sont bien entretenues, la résistance au mouvement des charriots, est d'environ $\frac{1}{80}$ de leur poids, ce qui représente un effort de traction de $12^{kil.},5$ par tonne. Cette résistance est donc égale à 1,14 fois environ celle des voitures ordinaires sur les tramways, laquelle n'est que de

$11^{kil.}$ environ par tonne. Or, sur les tramways, en plan horizontal, on transporte 1 tonne à 1 kilomètre moyennant la dépense d'un kilogramme d'air ; avec la même dépense, on transportera donc, dans une mine, une tonne à la distance de $\frac{1}{1.14} = 0,87$ de kilomètre ou de 870^m environ.

Indépendamment de ses appareils à air saturé de vapeur, M. Mékarski avait encore exposé un petit appareil moteur à air comprimé pour machine à coudre. Un régulateur de pression semblable à celui que nous avons décrit, et dont le piston était commandé par une pédale placée sous le pied de l'ouvrière, permettait de varier à volonté, et presque instantanément, la vitesse de la machine. Ce petit appareil qui ne serait évidemment applicable que dans les lieux où une usine centrale fournirait à domicile de l'air comprimé, comme on y envoie aujourd'hui de l'eau ou du gaz d'éclairage, n'était exposé que comme spécimen de l'une des applications qui pourraient être faites de cette distribution de force motrice à toutes les catégories de travailleurs en chambre qui emploient aujourd'hui la force musculaire comme agent producteur de travail.

Les applications que l'on peut faire de l'air comprimé sont innombrables, chaque jour en voit apparaître de nouvelles, et il doit cette faveur à l'entière innocuité de son emploi en tous lieux et partout où l'emploi direct de la vapeur est impossible. Nous n'avons cité que ses explications principales, mais nous avons trouvé, en étudiant celles-ci, l'occasion d'exposer toutes les notions théoriques importantes à l'aide desquelles il sera facile de se rendre compte des conditions de son emploi dans une multitude de circonstances dont nous n'avons pas même fait mention.

Les théories générales exposées suffisent pour construire d'une façon clairvoyante, tous les appareils dans lesquels cet air produit du travail par développement direct de sa force élastique, mais elles sont insuffisantes pour éclairer le constructeur lorsque cet air, au lieu d'agir par sa force élastique, agit par la force vive que sa force élastique peut lui communiquer au sortir d'un réservoir.

Beaucoup d'expériences ont été faites sur ce mode d'emploi de l'air comprimé, pour produire, par exemple, des courants dans des lieux qu'il faut ventiler pour les assainir ; mais les résultats obtenus sont peu satisfaisants et il y a une quantité considérable de travail qui va s'éteindre dans les tourbillons qu'engendre ce mode d'action.

La seule utilisation bien rationnelle de la force vive d'un courant d'air, au bénéfice d'une ventilation de mines par exemple, est celle qui se trouve réalisée dans le ventilateur de M. Guibal dont nous avons exposé ailleurs la théorie complète.

Nous ne reviendrons pas sur cette question avant qu'elle ait fait assez de progrès pour offrir, au point de vue de l'effet utile que l'on peut ainsi recueillir de la dépense d'un certain volume d'air comprimé, un véritable intérêt pratique.

Conditions économiques de l'emploi de l'air comprimé.

Partout où la machine à vapeur peut être appliquée directement et sans inconvénients, à l'exécution d'un ouvrage quelconque, son emploi est évidemment préférable à celui de la machine à air comprimé et, dans ces conditions, il ne serait pas plus raisonnable d'employer cette dernière, qu'il ne le serait d'élever avec la machine à vapeur, de l'eau qui servirait ensuite à faire mouvoir une roue hydraulique.

La machine à air comprimé n'est pas applicable non plus, lorsque l'on n'a besoin que d'une très petite quantité de travail qu'un ou deux hommes peuvent produire ; parce que les frais d'établissement et d'entretien des appareils et le salaire d'un ouvrier conducteur de ces appareils, absorberaient, et au-delà, tout le bénéfice que l'on pourrait tirer de l'emploi de l'air comprimé abstraction faite de ses frais de production.

La question changerait de face, s'il s'agissait de mettre de petites quantités de travail à la disposition d'un grand nombre d'individus dispersés sur une surface qui ne serait pas trop étendue, par exemple à la disposition d'ouvriers en chambre habitant certains quartiers des grandes villes. Dans ce cas, il

y a nécessairement un nombre d'ouvriers pour lequel les économies faites par chacun d'eux sur le prix du travail, lorsqu'il est produit par un homme, peuvent suffire, en les réunissant, pour payer tous les frais de production de l'air comprimé mis à leur disposition et, au-delà de ce nombre, commence la possibilité de réaliser des économies effectives. On rentre alors dans les conditions de production d'une puissance plus ou moins considérable en air comprimé.

Supposons maintenant que l'on ait d'une manière permanente, besoin d'un travail de 20 chevaux vapeur, par exemple, dans un lieu où l'emploi de la vapeur est impossible, comme au fond d'une galerie de mines, dans un long tunnel en percement ou dans toute autre circonstance imposant les mêmes obligations d'éviter la viciation de l'air que l'on respire ; et admettons encore qu'à une certaine distance de ce lieu on retrouve la possibilité d'établir une machine à vapeur. Nous mettons de côté le cas où l'on y trouverait un cours d'eau disponible, pour nous borner à la comparaison de la machine à air comprimé à la machine à vapeur.

Il est évident, d'après tout ce que nous avons dit ci-dessus des appareils compresseurs de l'air, et en faisant la part la plus large possible aux pertes de toute nature, que l'air comprimé dans un réservoir à une tension de quelques atmosphères au-dessus de la pression atmosphérique, représentera en travail absolu disponible, au moins 70 p. % du travail dépensé par la machine à vapeur pour le comprimer, si l'on a appliqué au compresseur tous les moyens connus d'amoindrir le travail de compression.

Il est également certain qu'en employant de larges conduites, si l'air comprimé doit être porté à une grande distance, en appliquant l'injection d'eau pulvérisée pour réchauffer l'air et pousser sa détente jusqu'à la tension atmosphérique, et en prenant toutes les précautions recommandées précédemment pour recueillir le plus de travail possible d'un volume d'air déterminé, il est certain, disons-nous, que l'on peut utiliser au moins 60 p. % du travail absolu disponible dans le réservoir, à l'aide d'une machine motrice bien construite.

Dans ces conditions, on utiliserait les $0,70 \times 0,60 = 0,42$ du travail effectif de la machine à vapeur.

Or, une machine à vapeur de valeur moyenne ne consomme guère que 2,5 kilogrammes de houille par cheval et par heure. Chaque cheval vapeur effectivement produit par la machine motrice à air comprimé, exigerait donc la dépense de $\frac{2.5}{0.42} =$ 5,95, soit en nombre rond, 6 kilogrammes de houille par heure, et de $60^{\text{kil.}}$ par journée de 10 heures.

Pour une puissance utilisable de 20 chevaux, la dépense serait donc de $1200^{\text{kil.}}$ de houille par jour ; à $2^{\text{fr.}},50$ l'hectolitre de houille de $90^{\text{kil.}}$, cette dépense évaluée en argent, s'élèverait à

$$\frac{1200^{\text{kil.}}}{90^{\text{kil.}}} \times 2^{\text{fr.}},50 = 33,33 \text{ francs.}$$

Ce travail de 20 chevaux vapeur, s'il était fait par des hommes, qui ne peuvent produire moyennement que $\frac{1}{12}$ de cheval, exigerait :

$$12 \times 20 = 240 \text{ hommes,}$$

qui, comptés à $3^{\text{fr.}}$ par jour, représenteraient une dépense journalière de 720 francs.

Si le travail était fait par des chevaux vivants, dont chacun n'est capable de produire, en moyenne, que 50 kilogrammètres par seconde, ou $\frac{50}{75} = 0,666$ de cheval vapeur, il faudrait en employer :

$$\frac{20}{0,666} = 30.$$

Pour en avoir toujours 30 en service, il en faudrait posséder près de 40, dont l'entretien, la nourriture et l'amortissement coûteraient approximativement $5^{\text{fr.}}$ par jour ; soit une dépense journalière de $200^{\text{fr.}}$, sans compter les salaires des hommes chargés de les conduire et de les soigner.

Il est évident que quelle que soit la part qu'il faille faire suivant les circonstances, aux frais d'établissement de tout l'appareil à comprimer l'air et à utiliser l'air comprimé, à se

frais d'entretien, à son amortissement, au salaire d'une couple d'ouvriers nécessaires à sa conduite, son emploi présentera toujours un énorme bénéfice sur l'emploi direct de l'homme, un bénéfice moindre sur l'emploi du cheval vivant, et que l'application directe de la vapeur, ou un moteur hydraulique dans le cas où l'on aurait à sa disposition une chute d'eau, sont les seuls moyens de produire du travail mécanique, qui lui seraient préférables, si les circonstances permettaient de les appliquer.

Avant de terminer cet examen de la machine à air comprimé, nous présenterons encore quelques considérations théoriques relativement aux résultats que l'on peut obtenir de l'injection d'eau pulvérisée pendant le travail de l'air dans les machines motrices, et à ceux que peut fournir la saturation de cet air par de la vapeur, avant son admission dans les cylindres moteurs, effectuée suivant la méthode de M. Mékarski.

Supposons que deux machines à vapeur semblables, d'une puissance de 20 chevaux chacune, compriment dans des réservoirs, de l'air à la tension de 5$^{atm.}$ absolues, à l'aide de compresseurs semblables, dans lesquels on a appliqué les moyens connus d'empêcher l'échauffement de l'air. La température de celui-ci, dans les réservoirs est supposée de 15° cent., et nous admettrons qu'il possédait la même température avant sa compression.

Supposons encore que l'air de l'un des réservoirs soit appliqué à une machine motrice fonctionnant avec injection d'eau pulvérisée et celui de l'autre réservoir à une machine fonctionnant avec de l'air saturé de vapeur d'eau à 100°. Nous négligerons les pertes de tension qui peuvent se produire entre les réservoirs et les machines motrices, de sorte que l'air à peu près sec dans une de ces machines, et l'air saturé de vapeur dans l'autre, seront supposés agir sous la tension initiale de 5 atmosphères.

D'après la formule de détente isothermique, 1 mètre cube l'air à 5$^{atm.}$ exige pour être comprimé et introduit dans le réservoir, un travail de 83152$^{km.}$, et si nous admettons, ce qui

est possible d'après les observations présentées un peu plus haut, que la machine à vapeur doit produire sur le piston compresseur, 30 p. °/₀ de travail de plus que l'effet utile, cette machine devra lui transmettre $\frac{83152}{0,70} = 118788^{km.}$ par mètre cube d'air introduit dans le réservoir.

Le nombre de mètres cubes d'air à $5^{atm.}$ et à 15° introduits par les deux machines motrices, dans leurs réservoirs respectifs et par heure, sera donc de

$$\frac{75^{km.} . 60' . 60'' . 20^{chev.}}{118788} = \frac{5400000^{km.}}{118788} = 45,46 \text{ mètres cubes.}$$

Ce volume d'air livré à la machine motrice qui fonctionne avec injection d'eau pulvérisée, pourra y produire à pression pleine et détente, un travail qui s'élèvera au minimum à 60 p. °/₀ du travail total de chaque mètre cube emmagasiné dans le réservoir, d'après nos observations précédentes, ce travail total étant calculé d'après la loi isothermique et avec détente jusqu'à la pression atmosphérique.

Chaque mètre cube fournira donc à la machine à air, un travail de $83152^{km.} . 0,60 = 49891^{km.}$; soit pour les 45,46 mètres cubes par heure, un travail de

$$49891 . 45,46 = 2268044^{km.} \text{ ou de } \frac{2268044^{km.}}{75^{km.} . 60' . 60''} = 8,40 \text{ chev.}$$

Chaque mètre cube livré à la machine qui fonctionne avec air saturé à 100° et à $5^{atm.}$, n'entrera dans le mélange d'air et de vapeur que pour $4^{atm.}$, la vapeur à 100° complétant les $5^{atm.}$; puis sera porté de 15° à 100°, ce qui augmentera son volume.

Ce volume deviendra alors, pour chaque mètre cube tiré du réservoir, égal à

$$1^{m^3} \frac{5^{atm.}}{4^{atm.}} \times \frac{273° + 85°}{273°} = 1^{m^3},6391,$$

et les 45,46 mètres cubes du réservoir livreront à la machine motrice :

$$45,46 . 1,6391 = 74,51 \text{ mètres cubes}$$

d'air à 100°, saturé de vapeur à la même température et à la tension totale de 5 atmosphères.

En admettant, comme pour l'autre machine, que la détente soit poussée jusqu'à ce que le travail recueilli par l'arbre du volant, s'élève à 0,60 du travail correspondant à la pression pleine et à la détente isothermique jusqu'à 1 atmosphère, ce travail utilisé sera de

$$49891 \,.\, 74^{m^3},51 = 3717378^{km.},$$

ou de $$\frac{3717378}{75^{k.} \,.\, 60' \,.\, 60''} = 13,77 \text{ chevaux.}$$

Ce chiffre, relativement à $8^{ch.},40$, est peut-être un peu fort, parce qu'en poussant la détente jusqu'à la même limite dans les deux machines, le refroidissement pendant cette détente sera plus prononcé dans la 2e que dans la 1re et le travail à détente un peu plus faible dans la machine à air saturé ; mais l'autre a, de plus que cette dernière, une pompe d'injection de l'eau, et nous pouvons admettre, sans erreur bien grave, qu'il y a compensation entre l'erreur commise en négligeant le travail de cette pompe et l'erreur commise en admettant la même loi de refroidissement dans les deux machines, pendant la détente.

D'un autre côté, il faut dépenser en plus, dans cette dernière machine, la chaleur nécessaire au maintien de l'eau de saturation, à la température qu'elle doit conserver pendant que l'air comprimé la traverse et au remplacement de l'eau que cet air emporte à l'état de vapeur à 100°. Or, nous avons vu dans l'étude de la machine Mékarski, que pour saturer de vapeur à $1^{atm.}$, 22,905 mètres cubes d'air à $4^{atm.}$ et élever cet air de 12° à 100°, il fallait que le réservoir d'eau chaude lui fournît 10861 calories qui devaient être restituées périodiquement à ce réservoir par une chaudière à vapeur ordinaire.

Dans le cas dont il s'agit, la chaleur qu'il faudra emprunter à la chaudière, pour saturer et élever à la température de 100°, les 74,51 mètres cubes d'air à $4^{atm.}$, sera donc de

$$10861 \, \frac{74,51}{22,905} = 35323 \text{ calories,}$$

en négligeant la faible différence des températures initiales de l'air que nous avons admises pour la machine Mékarski et pour celle-ci.

D'autre part, l'eau chauffée dans une chaudière à vapeur peut recueillir, au moins, la moitié de la chaleur totale développée par la combustion complète de la houille, chaleur qui s'élève en moyenne à 7500 calories par kilogramme de houille; donc il faudra brûler, pour produire la chaleur nécessaire à la saturation de l'air, dans la machine dont nous nous occupons :

$$\frac{2 \,.\, 35323^{\text{cal.}}}{7500^{\text{cal.}}} = 9^{\text{kil.}},42 \text{ de houille par heure.}$$

Si nous admettons encore que les machines à vapeur de même puissance (20 chevaux) qui alimentent les deux machines à air comprimé, consomment 2,5 kilogrammes de houille par cheval et par heure, leur consommation commune s'élèvera à $5^{\text{kil.}}$, et l'on aura :

Consommation de la machine à air comprimé avec injection d'eau pulvérisée, prise à la température ordinaire,

$50^{\text{kil.}}$, par heure, pour un effet utile de 8,40 chevaux ;

soit $\frac{50}{8,4} = 5^{\text{kil.}},95$ par cheval et par heure.

Consommation de la machine à air saturé à 100° :

$50 + 9,42 = 59^{\text{kil.}},42$ par heure, pour un effet utile de 13,77 chevaux ;

soit $\frac{59,42}{13,77} = 4^{\text{kil.}},32$ de houille par cheval et par heure.

Quelle que part que l'on veuille faire au refroidissement de l'air saturé dans tous les conduits de cette dernière machine, elle restera toujours, au moins, comparable à l'autre, théoriquement ; mais la machine à injection est certainement plus pratique, plus généralement applicable et, dans l'exploitation des mines, la création d'un réservoir d'eau chaude au fond des travaux, offre des inconvénients considérables et amoindrit les avantages hygiéniques de l'emploi de l'air comprimé.

M. Mékarski nous semble avoir appliqué son système dans le cas le plus favorable possible, et il en a retiré l'avantage principal de l'injection d'eau pulvérisée, c'est-à-dire la possibilité d'une longue détente, tout en réduisant au minimum la provision d'air comprimé qu'emporte le véhicule pour un trajet déterminé.

CHAPITRE VII.

DES VAPEURS SATURÉES.

Les gaz et les vapeurs font partie d'une même famille de corps et constituent une même série, à l'une des extrémités de laquelle se trouve la vapeur saturée et, à l'autre extrémité, le gaz parfait qui se comporte dans ses changements d'états, suivant les lois de Mariotte et de Gay-Lussac.

D'après les observations modernes, tous les corps que renferme la nature sont susceptibles de prendre successivement les trois états, solide, liquide et gazeux, et quand ils se trouvent dans le dernier, ils peuvent occuper l'un quelconque des points de la série dont nous venons de parler.

Le premier point de cette série, celui qui correspond à la vapeur saturée, constitue un état gazeux particulier fort incomplétement soumis aux lois de Gay-Lussac et de Mariotte, et la théorie de ces vapeurs saturées provenant de différents corps qui ne se décomposent pas chimiquement pendant leurs changements d'état sous l'action de la chaleur, a été l'une des plus belles conquêtes de la science nouvelle.

Expliquons d'abord ce que c'est qu'un gaz à l'état de vapeur saturée :

Supposons qu'un cylindre M (fig. 8) dont les parois sont parfaitement imperméables à la chaleur, moins le fond AB, contienne $1^{kil.}$ d'un liquide quelconque à la température 0° centigrade, et qu'un piston qui peut se mouvoir dans le cylindre sans frottement, soit chargé d'un poids P et exerce cette pression P sur le liquide placé dessous. Le vide absolu est supposé exister au-dessus du piston.

Si l'on met le fond AB du cylindre en communication avec un source de chaleur, le liquide s'échauffera, son volume augmentera d'abord lentement, et le piston sera soulevé d'une faible quantité ; puis la force élastique que développe l'accumulation de la chaleur, finira par devenir égale au poids P qui pèse sur le liquide.

A partir de cet instant, si la source de chaleur continue son action, l'ascension du piston deviendra plus rapide, le liquide changera d'état, il passera par parties successives à l'état gazeux sans changer de température, jusqu'à ce qu'il soit, tout entier, transformé en gaz.

Si, après cette transformation, on continuait à chauffer le gaz, il recommencerait à augmenter de température et à se dilater comme l'avait fait le liquide.

Admettons, pour le moment, que l'opération s'arrête au point précis où le liquide s'est transformé en gaz, tout entier.

Dans ces conditions, la moindre parcelle de chaleur enlevée au gaz, en fera repasser une petite partie à l'état liquide sans que le surplus baisse de température, sans qu'il perde de sa force élastique, et le piston s'abaissera d'une quantité équivalente à la diminution de volume qu'aura produit cette condensation partielle.

Dans cet état particulier, le gaz prend le nom de *vapeur saturée,* et l'on peut observer que le liquide avant sa vaporisation complète, mériterait aussi bien que sa vapeur la dénomition de saturé, car la moindre parcelle de chaleur qu'on lui communiquera, le vaporisera partiellement en relevant le piston d'une quantité correspondante.

On voit, d'après cela, qu'il existe deux distances des éléments matériels des liquides, pour lesquelles la *force calorique* ou la force élastique due à la chaleur, fait équilibre aux mêmes résistances internes et externes, et que ces deux distances diffèrent considérablement. Quel que soit celui des deux équilibres qui existe, la moindre addition ou soustraction de chaleur, le troublera ; d'un état d'équilibre, le corps passera à l'autre, avec un changement dans les quantités relatives de liquide et de vapeur en présence.

Toute la chaleur appliquée au liquide pour élever sa température de 0° centigrade à la température sous laquelle la force élastique développée fait équilibre à la pression P du piston, sans que la vaporisation ait commencé à se produire, se nomme *chaleur du liquide*.

Toute la chaleur employée pour transformer le liquide en vapeur sous la température et sous tension P, constantes, en surmontant les résistances de toute nature qui s'opposent à cette transformation, porte le nom de *chaleur de vaporisation*.

La somme de ces deux quantités représente la dépense totale de chaleur nécessaire à l'opération complète.

Supposons maintenant que l'on fasse l'opération inverse de celle que nous venons de décrire et qu'à l'époque où tout le liquide est transformé en vapeur saturée sous la pression P exercée par le piston, on applique au fond AB du cylindre, un réfrigérant au lieu d'un foyer.

Au fur et à mesure que le réfrigérant absorbera de la chaleur, la vapeur redeviendra liquide sans changer de température ni de tension, le piston redescendra d'une manière continue et quand cette vapeur sera, toute entière, transformée en liquide, le réfrigérant lui aura enlevé toute la chaleur que nous avons nommée plus haut, chaleur de vaporisation.

En continuant l'opération, la température du liquide commencera à baisser et quand elle sera ramenée à zéro, point de départ, le réfrigérant aura encore enlevé au liquide toute la chaleur nommée *chaleur du liquide*.

Les deux opérations inverses sont absolument symétriques ; dans la première, la chaleur se transforme en travail qui surmonte des résistances externes et d'autres sur lesquelles nous reviendrons plus tard et, dans la seconde, les mêmes résistances devenues des puissances restituent la même quantité de travail qui se transforme en chaleur.

Il faut observer que le liquide ramené à la température 0° centigrade, contient encore une quantité assez considérable de chaleur, parce qu'il est encore fort éloigné de cette température limite inférieure où toute chaleur a disparu et que nous

avons fixée au zéro absolu, quelle que soit la position de celui-ci ; mais il était permis de négliger cette quantité de chaleur dans les considérations que nous venons de présenter, parce qu'elles n'étaient point faussées par l'existence d'une réserve de chaleur qui se retrouvait intégralement dans le corps avant et après les changements d'état que nous avons décrits.

Revenons maintenant au fluide contenu dans le cylindre M à l'instant où il est, tout entier, transformé en vapeur saturée.

Si l'on continue à le chauffer, le piston continuera à monter et la température de la vapeur recommencera à croître ; celle-ci deviendra ce que l'on nomme de la *vapeur surchauffée,* c'est-à-dire de la vapeur à une température supérieure à celle de sa formation sous la même tension. Elle passera alors véritablement dans la catégorie des gaz proprement dits qui peuvent supporter un certain abaissement de température sans se condenser en tout ou en partie.

Si, après avoir ainsi surchauffé la vapeur jusqu'à une certaine température, on la refroidit, elle se contractera, le piston toujours chargé du poids P redescendra et l'abaissement de température se continuera sans condensation jusqu'à la température que possédait la vapeur avant que l'on eût commencé à la surchauffer. Elle aura alors repris le même volume qu'avant cette surchauffe et il aura fallu lui enlever, pour la ramener à l'état de saturation, une quantité de chaleur égale à celle qu'il avait fallu lui communiquer pour la surchauffer. A partir de cet instant, toute chaleur nouvelle qui lui serait enlevée produirait une condensation sans abaissement de température et l'on retrouverait toute la série des phénomènes que nous avons exposés ci-dessus.

Les vapeurs surchauffées se rapprochent d'autant plus des gaz parfaits qu'elles sont plus éloignées de leur point de condensation, c'est-à-dire qu'elles sont à une température plus élevée au-dessus de la température qui correspond à leur saturation sous une tension déterminée. Le moment à partir duquel on peut les considérer comme gaz parfaits, n'a pu encore être déterminé d'une manière certaine et, avant cet instant,

elles ne se comportent pas exactement suivant les lois de Mariotte et de Gay-Lussac. On sait seulement que cette identité ne commence pas au point de saturation et que l'on ne peut soumettre au calcul, avec quelque certitude, que les deux états limites, celui de saturation et celui de surchauffe jusqu'à l'état de gaz parfait. L'expérience a démontré que ces deux états sont fort éloignés l'un de l'autre et que le passage de l'un à l'autre ne se fait pas brusquement.

Si nous reprenons encore une fois l'exemple du liquide enfermé dans le cylindre M, à l'instant où il est tout entier transformé en vapeur saturée sous la pression P, et que nous considérions la série de phénomènes qui s'accomplissent lorsqu'il change de volume et de tension sans recevoir de chaleur de l'extérieur et sans en perdre à travers les parois de la capacité qui le renferme, nous arriverons à d'autres résultats.

Supposons que l'on diminue d'une quantité très petite la pression P que le piston exerce sur la vapeur saturée ; la force élastique ou la force calorique de celle-ci l'emportera sur la pression du piston, celui-ci montera un peu, recevra, de la vapeur, une petite quantité de travail qui neutralisera une petite quantité de chaleur et la température de la vapeur s'abaissera en même temps que sa tension. Un nouvel état d'équilibre s'établira entre la nouvelle charge du piston et la nouvelle tension de la vapeur refroidie, et toutes choses demeureraient dans cet état, si la charge du piston conservait cette nouvelle valeur. Une nouvelle diminution de charge, très petite, occasionnerait une nouvelle ascension du piston, une nouvelle production de travail accompagnée d'un nouveau refroidissement de la vapeur, et l'établissement d'un nouvel état d'équilibre. Le même phénomène se reproduirait indéfiniment à mesure que l'on diminuerait la charge P du piston.

Ce mode d'action de la vapeur, qui porte le nom de *travail à détente,* s'effectue aux dépens de la chaleur même que contient la vapeur et non aux dépens de la chaleur fournie par une source extérieure ; de sorte que la quantité de chaleur que perd la vapeur pendant son accroissement de volume sous tension décroissante, correspond exactement à la quantité de travail transmise au piston pendant la détente.

L'opération inverse peut aussi s'effectuer. Quand la détente a été poussée jusqu'à une certaine limite, on peut replacer successivement sur le piston tous les petits poids dont on l'avait successivement déchargé et dans le même ordre. Pour chaque nouvelle addition de poids, la pression du piston diminuera le volume de la vapeur d'une petite quantité et transmettra à cette vapeur une certaine quantité de travail qui se transformera en chaleur ; la température se relèvera progressivement et quand la charge du piston sera redevenue égale à la pression initiale P, la vapeur sera elle-même revenue à son volume, à sa tension et à sa température primitifs. Les deux opérations inverses sont exactement symétriques ; dans la première, le travail à détente enlève à la vapeur une quantité de chaleur, et dans l'autre, le travail de compression rigoureusement égal au travail à détente, lui restitue cette même quantité de chaleur. Nous reviendrons plus tard sur la loi suivant laquelle varient les tensions, la température et le volume ep la vapeur, dans l'une et l'autre de ces opérations.

L'expérience seule a pu apprendre combien il faut de chaleur pour élever un liquide de 0° à une température quelconque t^o centigrades, combien il faut de chaleur pour transformer ce liquide en vapeur sous une tension quelconque P, et à quelle température la force élastique que la chaleur développe dans le liquide, devient suffisante pour faire équilibre à cette pression P exercée sur le liquide. Elle seule aussi a pu fournir la plupart des autres éléments indispensables au calcul des machines à vapeur, comme la valeur de la capacité calorifique des vapeurs, et c'est principalement à M. Regnault que les mécaniciens doivent la connaissance de ces lois physiques qui servent de bases à la partie de la thermo-dynamique qui concerne les fluides.

Ces expériences, faites avec un soin et une précision remarquables, ont fourni un certain nombre de résultats d'une importance capitale, que tous les physiciens ont considérés comme l'expression la plus exacte que l'on eût encore obtenue, d'un certain nombre de lois naturelles, et on les a acceptés

comme bases fondamentales du calcul des machines thermiques, ou machines mues par la chaleur.

Nous allons exposer successivement tous ceux de ces résultats d'expérience qui nous seront utiles par la suite, et nous aurons occasion en même temps de rappeler la part que quelques autres physiciens ont prise aux travaux qui ont eu ces découvertes, pour but.

Chaleur des liquides.

On nomme *chaleur d'un liquide* la quantité de chaleur qu'il faut communiquer à $1^{kil.}$ de ce liquide, pour élever sa température de 0° centigrade à une température quelconque t.

Entre les mêmes limites de température, cette quantité de de chaleur varie avec la nature du liquide.

L'échauffement d'un liquide étant généralement accompagné d'une dilatation, il en résulte qu'il y a, pendant son accroissement de température, une certaine quantité de chaleur qui disparaît sous l'action des résistances qui peuvent s'opposer à l'augmentation du volume, et que la quantité de chaleur qu'il faut lui communiquer pour élever sa température de 1° centigrade, est plus grande que celle qu'il doit conserver pour accuser cet accroissement de température, d'une quantité plus ou moins considérable, suivant l'intensité des résistances qui s'opposent au changement de volume.

Cependant, comme les liquides augmentent peu de volume sous l'action de la chaleur, au moins comparativement à leur dilatation quand ils se réduisent en vapeur, on a pu simplifier les recherches sur leur chaleur totale en négligeant l'influence variable des résistances à leur dilatation et en les considérant comme exigeant la même quantité de chaleur pour passer d'une température à une autre, quelles que fussent les résistances extérieures opposées à leur dilatation.

D'après les expériences de M. Regnault, la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1° la température d'un kil. de liquide, augmente à mesure que sa température est déjà plus

élevée, mais très lentement, au point que pour l'eau, on peut très souvent, dans les applications qui n'exigent pas une très grande précision, considérer cette quantité de chaleur comme constante, quelle que soit la température du point de départ.

A un point de vue plus rigoureux, M. Regnault propose comme moyen de déterminer cette quantité de chaleur q, pour l'eau, l'expression empirique suivante :

$$q = t + 0{,}00002 \,.\, t^2 + 0{,}0000003 \,.\, t^3 .$$

Cette expression lui a paru d'accord avec les résultats de ses expériences, au moins dans les limites de température entre lesquelles elles ont été faites.

q est exprimé en calories et on sait que cette unité est la quantité de chaleur nécessaire pour élever $1^{\text{kil.}}$ d'eau de 0° à 1° centigrade.

t est la température centigrade.

Les mêmes expériences ont été faites sur quelques autres liquides et ont fourni :

pour l'éther, $q = 0{,}52901 \,.\, t + 0{,}0002959 \,.\, t^2$;
pour l'alcool, $q = 0{,}54754 \,.\, t + 0{,}0011218 \,.\, t^2 + 0{,}000002206 \,.\, t^3$;
pour le chloroforme, $q = 0{,}23235 \,.\, t + 0{,}0000507\, t^2$;
pour le sulfure de carbone, $q = 0{,}23523 \,.\, t + 0000815 \,.\, t^2$.

Ces expériences ont été faites sous la pression atmosphérique.

M. Regnault a formé une table dans laquelle il a consigné les quantités de calories nécessaires pour élever la température de $1^{\text{kil.}}$ d'eau de 0° à une température t quelconque, et nous reproduisons ci-contre une partie de cette table qui renferme en outre, toutes les autres données nécessaires au calcul des machines à vapeur. Nous indiquerons, au fur et à mesure que nous avancerons dans l'étude des lois qui concernent les vapeurs, la signification et l'usage des chiffres consignés dans cette table. Nous avons réuni tous ces chiffres parce qu'il est commode d'embrasser d'un seul coup d'œil tous les éléments correspondants du calcul d'une machine, dans des conditions assignées d'avance.

Table fondamentale pour servir au calcul des Machines à vapeur.

Température en degrés centigrades.	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure.	Force élastique ou pression, en atmosphères.	Chaleur du liquide en calories.	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne.	Chaleur appliquée à la résistance externe.	Chaleur totale à partir de 0° centigrade.	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes.	Différences.	Poids de 1 mètre cube de vapeur.	Différences.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
						calories				
0°	4,600	0,0061	0,000	"	"	606,5	205,2355	"	"	"
1°	4,940	0,0065				606,8	191,8114		"	
2°	5,302	0,0069				607,1	179,3687		"	
3°	5,687	0,0075				607,4	167,8500		"	
4°	6,097	0,0080				607,7	157,1171		"	
5°	6,534	0,0086				608,0	147,1392		"	
6°	6,998	0,0092				608,3	137,8783		"	
7°	7,492	0,0098				608,6	129,2494		"	
8°	8,017	0,0105				609,2	121,2176		"	
9°	8,574	0,0113				609,3	113,7470		"	
10°	9,165	0,0120	10,020	"	"	609,5	106,7901	"	"	"
11°	9,792	0,013				609,8	100,3059		"	
12°	10,457	0,014				610,1	94,2583		"	
13°	11,162	0,015				610,4	88,6745		"	
14°	11,908	0,016				610,7	83,3566		"	
15°	12,699	0,017				611,0	78,4357		"	
16°	13,536	0,018				611,3	73,8342		"	
17°	14,421	0,019				611,6	69,5503		"	

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades. 1	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure. 2	Force élastique ou pression, en atmosphères. 3	Chaleur du liquide en calories. 4	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne. 5	Chaleur appliquée à la résistance externe. 6	Chaleur totale à partir de 0° centigrade. 7	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes. 8	Différences. 9	Poids de 1 mètre cube de vapeur. 10	Différences. 11
18°	15,537	0,020				611,9	65,5368		"	
19°	16,346	0,021				612,2	61,7835		"	
20°	17,391	0,023	20,010	"	"	612,6	58,2703	"	"	"
21°	18,495	0,024				612,9	54,9794		"	
22°	19,659	0,026				613,2	51.9003		"	
23°	20,888	0.027				613,5	49.0125		"	
24°	22,184	0.029				613,8	46,3053		"	
25°	23,550	0,031				614,1	43,7665		"	
26°	24,988	0,033				614,4	41,3865		"	
27°	25,505	0,034				614,7	40,6835		"	
28°	28,101	0,037				615,0	37,0483		"	
29°	29,782	0,039				615,3	35,0735		"	
30°	31,548	0.042	30,026	"	"	615,7	33,2201		"	
31°	33,406	0,044				616,0	31,4761		"	
32°	35,359	0,047				616,3	29,8355		"	
33°	37,411	0,049				616,6	28,1917		"	
34°	39,565	0,052				616,9	26,8389		"	
35°	41,827	0,055				617,2	25,4703		"	
36°	44,201	0,058				617,5	24,2063		"	

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades.	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure.	Force élastique ou pression, en atmosphères.	Chaleur du liquide en calories.	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne.	Chaleur appliquée à la résistance externe.	Chaleur totale à partir de 0° centigrade.	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes.	Différences.	Poids de 1 mètre cube de vapeur.	Différences.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
37°	46,691	0,061				617,8	22,9654		"	
38°	49,302	0,063				618,1	21,8194		"	
39°	52,039	0,068				618,4	20,5994		"	
40°	54,906	0,072	40,051	"	"	618,7	19,7186		"	
41°	57,910	0,076				619,0	18,7555		"	
42°	61,055	0,080				619,3	17,8462		"	
43°	64,346	0,085				619,6	16,9873		"	
44°	67,790	0,089				619,9	16,1724		"	
45°	71,391	0,094				620,2	15,4079		"	
46°	73,158	0,099				620,5	14,6815		"	
			calories	calories	calories	calories			kilog.	
46°,21	76	0,1	46,282	538,848	35.464	620.594	14,5508	7,0087	0,0687	0.0639
60°,45	152	0.2	60.589	527,584	36,764	624.937	7,5421	2,4033	0,1326	0.0619
69°,49	228	0,3	69,687	520 433	37,574	627,694	5,1388	1,2234	0,1945	0,0608
76°,25	304	0.4	76,499	515,086	38,171	629,756	3,9154	0,7449	0,2553	0 0600
81°,71	380	0,5	82,017	510,767	38,637	631,421	3,1705	0,5005	0,3153	0 0591
86°,32	456	0.6	86,662	507,121	39,045	632,828	2.6700	0.3614	0,3744	0,0586
90°,32	532	0,7	90,704	503,957	39,387	634,048	2,3086	0,2731	0,4330	0,0580
93°,88	608	0,8	94,304	501,141	39,688	635,133	2,0355	0,2139	0,4910	0,0577
97°,08	684	0,9	97,543	498,610	39,957	636,110	1,8216	0,1722	0,5487	0,0572
100°,00	760	1,0	100,500	496,300	40,200	637,000	1,6494		0,6059	

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades. 1	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure. 2	Force élastique ou pression, en atmosphères. 3	Chaleur du liquide en calories. 4	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne. 5	Chaleur appliquée à la résistance externe. 6	Chaleur totale à partir de 0° centigrade. 7	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes. 8	Différences. 9	Poids de 1 mètre cube de vapeur. 10	Différences. 11
102°,68	836	1,1	103,216	494,180	40,421	637,817	1,5077	0,1417	0,6628	0,0569
105°,17	912	1,2	105,740	492,210	40,626	638,576	1,3891	0,1186	0,7194	0,0566
107°,50	988	1,3	108,104	490,367	40,816	639,287	1,2882	0,1009	0,7757	0,0563
109°,68	1064	1,4	110,316	488,643	40,993	639,952	1,2014	0,0868	0,8317	0,0560
111°,74	1140	1,5	112,408	487,014	41,159	640,581	1,1258	0,0756	0,8874	0,0557
113°,69	1216	1,6	114,389	485,471	41,315	641,175	1,0595	0,0663	0,9430	0,0556
115°,54	1292	1,7	116,269	484,008	41,463	641,740	1,0007	0,0588	0,9983	0,0553
117°,30	1368	1,8	118,059	482,612	41,602	642,273	0,9483	0,0524	1,0534	0,0551
118°,99	1444	1,9	119,779	481,279	41,734	642,792	0,9012	0,0471	1,1084	0,0550
120°,60	1520	2,0	121,417	480,005	41,861	643,283	0,8588	0,0424	1,1631	0,0547
122°,15	1596	2,1	122,995	478,779	41,981	643,755	0,8202	0,0386	1,2177	0,0546
123°,64	1672	2,2	124,513	477,601	42,096	644,210	0,7851	0,0351	1,2721	0,0544
125°,07	1748	2,3	125,970	476,470	42,207	644,647	0,7529	0,0322	1,3264	0,0543
126°,46	1824	2,4	127,386	475,370	42,314	645,070	0,7234	0,0295	1,3805	0,0541
127°,80	1900	2,5	128,753	474,310	42,416	645,479	0,6961	0,0273	1,4345	0,0540
129°,10	1976	2,6	130,079	473,282	42,515	645,876	0,6709	0,0252	1,4883	0,0538
130°,35	2052	2,7	131,354	472,293	42,610	646,257	0,6475	0,0234	1,5420	0,0537
131°,57	2128	2,8	132,599	471,328	42,702	646,629	0,6257	0,0218	1,5956	0,0536

Suite de la table fondamentale.

Température en degrés centigrades. 1	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure. 2	Force élastique ou pression, en atmosphères. 3	Chaleur du liquide en calories. 4	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne. 5	Chaleur appliquée à la résistance externe. 6	Chaleur totale à partir de 0° centigrade. 7	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes. 8	Différences. 9	Poids de 1 mètre cube de vapeur. 10	Différences. 11
132°,76	2204	2,9	133,814	470,387	42,791	646,992	0,6054	0,0203	1,6490	0,0534
133°,91	2280	3,0	134,989	469,477	42,876	647,342	0,5864	0,0190	1,7024	0,0534
135°,05	2356	3,1	136,133	468,591	42,960	647,684	0,5686	0,0178	1,7556	0,0532
136°,12	2432	3,2	137,247	467,729	43,040	648,016	0,5518	0,0168	1,8088	0,0532
137°,19	2508	3,3	138.341	466,883	43,119	648,343	0,5361	0,0157	1,8618	0,0530
138°,23	2584	3,4	139,404	466.060	43,196	648,660	0,5213	0,0148	1,9147	0,0529
139°,24	2660	3,5	140.438	465.261	43,269	648,968	0.5072	0,0141	1,9676	0,0529
140°,23	2736	3 6	141,450	464,478	43.342	649,270	0,4940	0,0132	2,0203	0,0527
141°,21	2812	3,7	142,453	463,703	43,413	649,569	0,4814	0.0126	2,0729	0,0526
142°,15	2888	3,8	143,416	462.959	43,480	649,855	0,4695	0,0119	2,1255	0,0526
143°,08	2964	3,9	144,368	462,224	43,548	650,140	0,4581	0,0114	2.1780	0,0525
144°,00	3040	4 0	145,310	461,496	43,614	650,420	0,4474	0,0107	2,2303	0,0523
144°,89	3116	4,1	146,222	460,792	43,677	650,691	0,4371	0,0103	2,2826	0,0523
145°,76	3192	4,2	147,114	460,104	43.739	650,957	0,4273	0,0098	2,3349	0,0523
146°,61	3268	4,3	147,985	459.431	43.799	651,215	0,4179	0,0094	2,3871	0,0522
147°,46	3344	4,4	148,857	458,759	43.859	651,475	0,4090	0 0089	2,4391	0,0520
148°,29	3420	4 5	149,708	458,103	43,918	651,729	0,4004	0,0086	2.4911	0,0520
149°,10	3496	4,6	150,539	457,462	43,975	651,976	0,3922	0,0082	2,5430	0,0519

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades.	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure.	Force élastique ou pression, en atmosphères.	Chaleur du liquide en calories.	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne.	Chaleur appliquée à la résistance externe.	Chaleur totale à partir de 0° centigrade.	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes.	Différences.	Poids de 1 mètre cube de vapeur.	Différences.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
149°,90	3572	4,7	151,360	456,829	44.030	652,219	0.3844	0,0078	2,5949	0,0519
150°,69	3648	4,8	152,171	456,204	44.085	652,460	0.3768	0,0076	2 6467	0,0518
151°,46	3724	4,9	152,961	455,595	44.139	652,695	0,3696	0,0072	2,6984	0,0517
152°,22	3800	5,0	153,741	454,994	44,192	652.927	0,3626	0,0070	2,7500	0,0516
152°,97	3876	5,1	154,512	454,401	44,243	653,156	0,3559	0,0067	2,8016	0,0516
153°,70	3952	5,2	155,262	453.823	44,293	653.378	0.3495	0,0064	2,8531	0,0515
154°,43	4028	5,3	156,012	453,246	44.343	653,601	0,3433	0,0062	2,9046	0,0515
155°,14	4104	5,4	156,741	452,684	44,392	653,817	0,3373	0,0060	2,9560	0,0514
155°,85	4180	5,5	157,471	452.123	44,441	654,035	0,3315	0,0058	3,0073	0,0513
156°,54	4256	5,6	158,181	451,577	44,487	654,245	0,3259	0,0056	3,0586	0,0513
157°,22	4332	5,7	158,880	451,039	44.533	654,452	0,3205	0,0054	3,1098	0,0512
157°,90	4408	5,8	159,579	450,501	44,579	654,659	0,3153	0,0052	3,1610	0,0512
158°,56	4484	5,9	160,259	449,979	44,623	654.861	0,3103	0,0050	3,2122	0,0512
159°,22	4560	6,0	160,938	449,457	44,667	655,062	0,3054	0,0049	3,2632	0,0510
159°,87	4636	6,1	161,607	448,943	44,710	655,260	0,3007	0,0047	3,3142	0,0510
160°,50	4712	6,2	162,255	448,444	44,753	655,452	0,2962	0,0045	3,3652	0,0510
161°,14	4788	6,3	162,915	447,938	44,794	655,647	0,2917	0,0045	3,4161	0,0509
161°,76	4864	6,4	163,553	447,448	44,836	655,837	0,2874	0,0043	3,4670	0,0509

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades. 1	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure. 2	Force élastique ou pression, en atmosphères. 3	Chaleur du liquide en calories. 4	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne. 5	Chaleur appliquée à la résistance externe. 6	Chaleur totale à partir de 0° centigrade. 7	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes. 8	Différences. 9	Poids de 1 mètre cube de vapeur. 10	Différences. 11
162°,37	4940	6,5	164,181	446,965	44,876	656,022	0,2833	0,0041	3,5178	0,0508
162°,98	5016	6,6	164,810	446,483	44,916	656,209	0,2792	0,0041	3,5685	0,0507
163°,58	5092	6,7	165,428	446,008	44,956	656,392	0,2753	0,0039	3,6192	0,0507
164°,18	5168	6,8	166,047	445,534	44,994	656,575	0,2715	0,0038	3,6699	0,0507
164°,76	5244	6,9	166,645	445,075	45,032	656,752	0,2678	0,0037	3,7206	0,0503
165°,34	5320	7,0	167,243	444,616	45,070	656,929	0,2642	0,0036	3,7711	0,1263
166°,77	5510	7,25	168,718	443,485	45,162	657,365	0,2556	0,0086	3,8974	0,1260
168°,15	5700	7,50	170,142	442,393	45,250	657,785	0,2475	0,0081	4,0234	0,1256
169°,50	5890	7,75	171,535	441,325	45,337	658,197	0,2400	0,0075	4,1490	0,1255
170°,81	6080	8,00	172,888	440,289	45,420	658,597	0,2329	0,0071	4,2745	0,1252
172°,10	6270	8,25	174,221	439,269	45,501	658,991	0,2263	0,0066	4,3997	0,1251
173°,35	6460	8,50	175,514	438,280	45,578	659,372	0,2200	0,0063	4,5248	0,1247
174°,57	6650	8,75	176,775	437,315	45,654	659,744	0,2141	0,0059	4,6495	0,1246
175°,77	6840	9,00	178,017	436,366	45,727	660,110	0,2085	0,0056	4,7741	0,1244
176°,94	7030	9,25	179,228	435,440	45,798	660,466	0,2031	0,0054	4,8985	0,1241
178°,08	7220	9,50	180,408	434,539	45,868	660,815	0,1981	0,0050	5,0226	0,1240
179°,21	7410	9,75	181,579	433,645	45,935	661,159	0,1933	0,0048	5,1466	0,1238
180°,32	7600	10,00	182,719	432,775	46,001	661,495	0,1887	0,0046	5,2704	

Suite de la Table fondamentale.

Température en degrés centigrades. 1	Force élastique ou pression, en millimètres de mercure. 2	Force élastique ou pression, en atmosphères. 3	Chaleur du liquide en calories. 4	Chaleur de désagrégation ou chaleur interne. 5	Chaleur appliquée à la résistance externe. 6	Chaleur totale à partir de 0° centigrade. 7	Volume de 1kil. de vapeur. Mètres cubes. 8	Différences. 9	Poids de 1 mètre cube de vapeur. 10	Différences. 11
181°,38	7790	10,25	183,828	431,928	46,064	661,820	0,1844	0,0043	5,3941	0,1237
182°,44	7980	10,50	184,927	431,090	46,127	662,144	0,1802	0,0042	5,5174	0,1233
183°,48	8170	10,75	186,005	430,267	46.189	662,461	0,1763	0,0039	5,6405	0,1231
184°,50	8360	11,00	187,065	429,460	46,247	662,772	0,1725	0,0038	5,7636	0,1231
185°,51	8550	11,25	188,113	428,661	46,306	663,080	0,1689	0,0036	5,8864	0,1228
186°,49	8740	11,50	189,131	427,886	46,362	663,379	0,1654	0,0035	6,0092	0,1228
187°,46	8930	11,75	190,139	427,119	46,417	663,675	0,1621	0,0033	6,1318	0,1226
188°,41	9120	12,00	191,126	426,368	46,471	663,965	0,1589	0,0032	6,2543	0,1225
189°,35	9310	12,25	192,104	425,624	46,524	664,252	0,1558	0,0031	6,3765	0,1222
190°,27	9500	12,50	193,060	424,896	46,576	664,532	0,1529	0,0029	6,4986	0,1221
191°,18	9690	12,75	194,007	424,177	46,626	664,810	0,1500	0,0029	6.6206	0,1220
192°,08	9880	13,00	194,944	423,465	46 676	665,085	0,1473	0,0027	6,7424	0.1218
192°,96	10070	13,25	195,860	422,769	46,724	665,353	0.1447	0,0026	6.8642	0,1218
193°,83	10260	13,50	196,766	422,080	46.772	665.618	0.1421	0,0026	6,9857	0.1215
194°,69	10450	13,75	197,662	421,400	46,818	665,880	0.1397	0,0024	7,1072	0,1215
195°,53	10640	14,00	198,537	420,736	46,864	666,137	0,1373	0,0024	7,2283	0,1211

Dans cette table que nous nommons *fondamentale,* comme M. Zeuner, à cause de son extrême importance, la *première colonne* indique la température de l'eau au-dessus de 0° centigrade et *la quatrième*, la quantité de calories qu'elle a dû recevoir à partir de 0°, pour s'élever à cette température ; le poids de l'eau est supposé de 1$^{kil.}$ et la température est celle du thermomètre à air.

Les chiffres de la quatrième colonne ont été fournis, quelques-uns par l'expérience directe, les autres en plus grand nombre, par la formule que nous avons indiquée ci-dessus et qui a été construite de façon à s'accorder avec tous les résultats de l'expérience directe, ce qui permet de présumer qu'elle représente, au moins avec une très grande approximation, la loi du phénomène.

De la force élastique des vapeurs saturées.

La force élastique ou pression des vapeurs saturées, ne dépend nullement de la quantité de liquide avec laquelle elles sont en contact ; cette force élastique ne varie qu'avec la température et, pour chaque température d'un liquide déterminé quelconque, il y a une force élastique correspondante qui se reproduit invariablement.

La loi est la même pour tous les liquides, seulement chacun d'eux développe sa tension propre correspondante à sa température, et les différents liquides à la même température ne possèdent pas la même force élastique.

Il a été jusqu'à présent impossible de trouver une loi simple exprimant la relation qui existe entre la tension et la température d'un liquide, et c'est encore M. Regnault qui, dans une longue série d'expériences, a déterminé cette relation pour un certain nombre de liquides et tout particulièrement pour l'eau.

Il a ensuite construit une formule empirique ayant pour bases ces résultats d'expériences et les reproduisant aussi exactement que possible, et il a considéré la même formule

comme applicable aux températures et tensions correspondantes comprises entre celles qui avaient été déterminées par l'expérience directe.

Voici cette expression assez compliquée :

$$\log. p = a + b m^t + c n^t ;$$

p est la tension en millimètres de mercure ;
t la température centigrade du liquide ;
$a, b, c, m, n,$ sont des constantes qui doivent être déterminées expérimentalement pour chaque liquide.

Comme cette expression ne représente pas la vraie loi du phénomène et qu'elle ne s'accorde pas avec les résultats d'expérience dans toute l'étendue de l'échelle des températures sous lesquelles ces expériences ont été faites, au moins pour l'eau, M. Regnault a déterminé deux valeurs pour chacune des constantes ci-dessus, l'une applicable aux températures comprises et 0° et 100°, l'autre applicable aux températures supérieures. Avec cette modification dans la valeur des constantes suivant la température de l'eau , l'expression fournit des résultats qui coïncident très approximativement avec ceux de l'expérience dans toute l'étendue de l'échelle des températures.

Pour les autres liquides qui sont d'une importance moindre au point de vue des applications, une seule valeur pour chacune des constantes a paru fournir des résultats qui s'accordent assez exactement avec les expériences, dans toute l'échelle des températures auxquelles ces expériences ont été faites.

Comme cette formule doit être résolue par les logarithmes, M. Regnault donne les logarithmes de plusieurs de ces constantes au lieu donner les constantes elles-mêmes ; il a ainsi facilité l'application de sa formule.

Nous insérons ci-dessous une table renfermant les constantes ou leurs logarithmes, pour quelques-uns des liquides soumis à l'expérience.

VAPEUR SATURÉE.	VALEUR DE LA CONSTANTE a.	SIGNES DES bm^t.	SIGNES DES cn^t.	VALEURS DE : LOG. bm^t.	VALEURS DE : LOG. cn^t.
De l'eau de 0° à 100°	4,7393707	—	+	$+ 0,6117408 - 0,003274463 . t$	$- 1,8680093 + 0,006864993 . t$
De l'eau de 100° à 200°	6,2640348	—	—	$+ 0,6593123 - 0,001656138 . t$	$+ 0,0207601 - 0,005950708 . t$
De l'éther.	5,0286298	—	+	$+ 0,4414317 - 0,0031223 . t$	$- 3,3497030 + 0,0145775 . t$
De l'alcool , ...	5,4562028	—	+	$+ 0,6390301 - 0,0029143 . t$	$- 2,4949325 - 0,0590515 . t$
Du chloroforme	5,2253893	—	—	$+ 0,5219943 - 0,0025856 . t$	$- 0,9111383 - 0,0131824 . t$
Du sulfure de carbone . .	5,4011662	—	—	$+ 0,4918860 - 0,0022372 . t$	$- 0,7200368 - 0,0088003 . t$
De l'acide carbonique . .	5,6771989	—	+	$+ 0,2175359 - 0,0052911 . t$	$- 0,3948491 - 0,0089594 . t$

Voici comment on peut faire usage de cette table :

Supposons que l'on veuille connaître la tension de la vapeur d'eau à la température de 140°.

L'expression générale, d'après le tableau, deviendra :

$$\log. p = 6,2640348 - bm^{140^\circ} - cn^{140^\circ};$$

il vient alors successivement :

$$\log. bm^t = 0,6593123 - 0,001656138 \,.\, 140^\circ = 0,427453;$$

le nombre correspondant est 2,676.

$$\text{Log. } cn^t = 0,0207601 - 0,005950708 \,.\, 140^\circ = -0,812339;$$

le nombre correspondant est 0,154.

L'équation générale devient alors :

$$\log. p = 6,2640348 - 2,676 - 0,154 = 3,434;$$

ce logarithme correspond au nombre 2717 qui est la tension de la vapeur saturée à 140° centigrades, exprimée en millimètres de mercure.

C'est à l'aide de ces formules que l'on a déterminé les tensions des vapeurs saturées à toutes les températures qui n'étaient pas celles des expériences directes, et nous avons inséré dans la table fondamentale les températures et les tensions correspondantes de la vapeur saturée de l'eau, pour toutes les tensions et les températures pour lesquelles la connaissance de ce rapport peut être utile dans les applications industrielles.

La 1re *colonne* de la table renferme les températures en degrés centigrades.

La deuxième, les tensions correspondantes exprimées en millimètres de mercure.

La troisième, les mêmes tensions exprimées en atmosphères; les chiffres de cette colonne ont été déterminés en divisant ceux de la seconde, par 760 millimètres qui correspondent à une atmosphère.

Dans la première partie de cette table, tirée des mémoires de M. Regnault, les températures croissent de degré en degré. Dans la deuxième partie tirée de l'ouvrage de M. Zeuner, elles

croissent d'abord de la quantité nécessaire pour augmenter la tension de 0,1 d'atmosphère, puis de la quantité nécessaire pour accroître cette tension de 0,25 d'atmosphère. Dans ces conditions, elle peut suffire à tous les besoins de la théorie des machines à vapeur.

Nous ne donnons point de tables détaillées des températures correspondantes aux tensions, dans les vapeurs saturées d'autres liquides que de l'eau, parce qu'elles n'ont qu'une faible importance au point de vue de l'industrie, au moins jusqu'à présent. Du reste, la formule générale que nous avons donnée avec les valeurs des constantes relatives à quelques-uns de ces liquides, pourraient, au besoin, combler cette lacune et nous nous contenterons de fournir ces renseignements, d'atmosphère en atmosphère, pour quatre des liquides qui ont souvent été proposés, mais à tort, comme plus favorables que l'eau à la production du travail par la chaleur.

Pression en atmosphères	TEMPÉRATURE DE LA VAPEUR SATURÉE.				
	Ether.	Alcool.	Chloroforme.	Sulfure de carbone.	Mercure.
1	34°,956	78°,299	60°,180	46°,254	357°,347
2	55°,866	96°,823	82°,587	69°,251	397°,317
3	69°,607	108°,832	97°,550	84°,456	423°,010
4	80°,211	117°,980	109°,041	96°,174	442°,469
5	88°,961	125°,485	118°,563	105°,863	458°,328
6	96°,473	131°,910	126°,784	114°,209	471°,851
7	103°,085	137°,567	134°,082	121°,593	480°,709
8	109°,005	142°,647	140°,664	128°,252	494°,316
9	114°,369	147°,276	146°,706	134°,342	505°,152
10	119°,389	151°,543	152°,343	139°,972	513°,907

De la chaleur de vaporisation des liquides.

Nous avons vu plus haut que lorsqu'on exerce sur la surface d'un liquide une certaine pression par unité de surface, et que l'on chauffe ce liquide, il se développe dans toute sa masse une

certaine tension qui le dilate progressivement et qui augmente d'une manière continue jusqu'à ce qu'elle devienne suffisante pour faire équilibre à la pression exercée sur cette surface du liquide. Plus la pression exercée sur cette surface est grande, plus la tension doit s'élever pour lui faire équilibre, et plus il faut élever la température du liquide pour atteindre cette tension d'équilibre.

Nous avons nommé *chaleur du liquide* la quantité de calories qu'il devait recevoir d'une source de chaleur pour élever sa température de 0° centigrade à la température sous laquelle se manifeste la tension d'équilibre, et jusqu'en ce point, le liquide ne paraît pas avoir changé d'état, si l'on n'en juge que par les apparences extérieures.

Si l'on continue à chauffer, après que la tension d'équilibre est atteinte, la résistance extérieure cède à la tension intérieure, le liquide augmente considérablement de volume, se transforme en vapeur sans que sa température s'élève davantage et sans que sa tension varie, et il surmonte la résistance constante qui s'oppose à sa dilatation jusqu'à ce qu'il soit, tout entier, transformé en vapeur.

Si l'on arrête l'opération en ce point, la vapeur formée sera saturée, et la quantité de calories qu'il aura fallu appliquer au liquide, à partir de la tension qui fait équilibre à la pression exercée sur sa surface, se nomme *chaleur de vaporisation*.

Cette chaleur de vaporisation a produit simultanément deux effets bien distincts ; elle a transformé le liquide en vapeur à une tension plus ou moins élevée suivant l'importance de la pression exercée sur sa surface, et elle a surmonté la résistance le long d'un chemin suffisant pour faire place à la vapeur formée. Il y a donc eu une production de travail transmis à une résistance externe, et ce travail a été évidemment égal à l'accroissement de volume que le liquide a reçu en se transformant en vapeur, multiplié par la pression par mètre carré à laquelle il a été soumis pendant toute la période de vaporisation.

Comme il est d'importance capitale, dans la théorie des machines à vapeur, de connaître exactement les quantités de chaleur que nous venons de désigner par les noms de chaleur du

liquide et de chaleur de vaporisation, un grand nombre de physiciens distingués se sont longtemps occupés de leur détermination par voie d'expérience directe.

Depuis Watt jusqu'à nos jours, des résultats fort différents ont été successivement adoptés et appliqués avec plus ou moins de succès au calcul des machines à vapeur, puis rejetés après que l'on eût reconnu leur peu d'exactitude, et il semble qu'aujourd'hui on ait enfin résolu la question d'une manière satisfaisante.

C'est à M. Regnault que l'on doit les remarquables expériences sur la chaleur des liquides et de leurs vapeurs, dont les résultats sont aujourd'hui universellement adoptés et servent partout de bases à la partie de la thermo-dynamique qui concerne l'emploi des vapeurs comme intermédiaires dans la production du travail par la chaleur.

Ne pouvant entrer ici dans les détails de ces expériences qui ont été faites avec l'aide de tous les moyens d'échapper aux causes d'erreur, que l'état actuel de la science physique met à la disposition de l'expérimentateur, nous nous contenterons d'en citer les principaux résultats.

Dans l'impossibilité évidente où il se trouvait, de déterminer expérimentalement ces quantités de chaleur, à toutes les tensions et températures possibles, M. Regnault s'est contenté de les déterminer pour des températures et des tensions espacées de quantités variables, puis il a cherché des formules empiriques reproduisant, dans les mêmes circonstances, les résultats de ses expériences directes, et il a proposé d'accepter ces formules comme représentant la véritable loi des phénomènes dans toute l'échelle des tensions et des températures, au moins entre les limites extrêmes de ses observations.

Ces résultats ont été définitivement acceptés par les physiciens.

Voici l'expression qui a paru à M. Regnault représenter aussi exactement que possible les résultats de ses expériences; elle s'applique à $1^{kil.}$ d'eau.

$$Q = 606^{cal.},5 + 0,305 \,.\, t.$$

t est la température de la vapeur ;

Q la quantité de calories nécessaires pour transformer en vapeur saturée à t°, $1^{\text{kil.}}$ d'eau prise à 0°.

Comme cette valeur de Q comprend ce que nous avons nommé chaleur du liquide, la chaleur de vaporisation, si nous la représentons par r, sera :

$$r = Q - q ;$$

nous savons, par ce qui précède, que q représente la chaleur du liquide.

Cette dernière équation peut se mettre aussi sous la forme suivante :

$$r = 606{,}5 + 0{,}305 \,.\, t - t - 0{,}00002 \,.\, t^2 - 0{,}0000003\, t^3;$$

ou $r = 606{,}5 - 0{,}695 \,.\, t - 0{,}00002 \,.\, t^2 - 0{,}0000003 \,.\, t^3$.

Pour les liquides désignés ci-dessous, M. Regnault propose les valeurs suivantes de Q et de r, parce qu'elles s'accordent également avec les résultats de ses expériences sur ces liquides.

Pour l'éther, $Q = 94{,}00 + 0{,}45000 \,.\, t + 0{,}00055556 \,.\, t^2$;

$$r = 94{,}00 - 0{,}07901 \,.\, t - 0{,}0008514 \,.\, t^2.$$

Pour le chloroforme,

$$Q = 67{,}00 + 0{,}1375 \,.\, t ;$$

$$r = 67{,}00 - 0{,}09485 \,.\, t - 0{,}0000507 \,.\, t^2.$$

Pour le sulfure de carbone,

$$Q = 90{,}00 + 0{,}14601 \,.\, t + 0{,}0004123 \,.\, t^2;$$

$$r = 90{,}00 - 0{,}08922 \,.\, t - 0{,}0004938 \,.\, t^2.$$

Dans la table fondamentale (page 73), nous avons inscrit dans la *colonne* 4 la chaleur de $1^{\text{kil.}}$ d'eau aux différentes températures qui correspondent aux tensions inscrites dans les colonnes 2 et 3, et dans la *colonne* 7 les valeurs de Q correspondantes aux mêmes tensions ; ces dernières valeurs se nomment *chaleurs totales de* $1^{\text{kil.}}$ *de vapeur d'eau.*

A cause de leur peu d'importance au point de vue de l'industrie actuelle, nous n'avons pas inscrit, dans une table spéciale, ces chaleurs totales pour d'autres liquides que l'eau.

Des chaleurs interne et externe de la vapeur.

Les expériences de M. Regnault qui ont donné la quantité de calories nécessaire pour vaporiser, sous tension constante, 1 kil. de divers liquides, lorsque la tension de ceux-ci avait atteint la limite à laquelle elle équilibrait les résistances extérieures, n'indiquent pas la quantité de chaleur neutralisée par le travail extérieur pendant l'opération, ni celle qui reste disponible dans la vapeur après cette opération. Il est bien vrai que si, la vaporisation terminée, on appliquait au fond du cylindre AB (fig. 8) un réfrigérant et que le piston restât chargé du poids P qui a été soulevé pendant la vaporisation, le réfrigérant devrait enlever, pour condenser la vapeur et ramener l'eau à sa température initiale 0°, une quantité de chaleur égale à celle qui a servi à porter cette eau à la température de vaporisation et à la transformer en vapeur, c'est-à-dire la quantité désignée ci-dessus par Q, parce que, dans ce second cas, tous les phénomènes qui s'accomplissent sont exactement l'inverse de ceux qui se sont accomplis dans le premier. Toutes les résistances qui ont pu neutraliser de la chaleur pendant la première opération, se transformeraient en puissances pendant la seconde et reproduiraient toute la chaleur neutralisée ; mais les choses peuvent se passer autrement.

Au lieu de laisser redescendre le piston pendant le refroidissement de la vapeur, supposons qu'on le soutienne dans sa position la plus élevée et que ce refroidissement accompagné de condensation, s'effectue sous volume constant. Dans ces conditions nouvelles, le réfrigérant n'aura plus besoin d'enlever autant de chaleur au liquide et à sa vapeur pour ramener la température du mélange à 0°, parce que le travail de compression du piston pendant le refroidissement ne s'est pas effectué et que la quantité de chaleur qu'il reproduisait dans la première façon d'opérer, ne se reproduit plus. Il résulte évidemment de cette considération que la quantité de chaleur que l'on peut recueillir de la condensation d'un kil. de vapeur d'un liquide quelconque, dépend essentiellement de la façon

d'effectuer cette condensation ; quand elle a lieu avec diminution de son volume ou avec travail de compression, la quantité de chaleur émise ou la quantité d'eau que cette chaleur peut échauffer d'un certain nombre de degrés, est plus considérable que lorsqu'elle a lieu sans restitution du travail extérieur de vaporisation, ou sous volume constant.

D'un autre côté, il existe un principe, d'abord formulé par M. Hirn et qui semble se confirmer de plus en plus, qui attribue à un même corps une *capacité calorifique vraie,* constante, quel que soit l'état dans lequel se trouve ce corps, c'est-à-dire qu'il soit à l'état solide, liquide ou gazeux, et l'on nomme *capacité calorifique absolue,* la quantité de chaleur qui élèverait la température de $1^{kil.}$ de ce corps, de 1° centigrade, s'il n'y avait aucune parcelle de cette chaleur qui fût neutralisée par des résistances internes et externes.

Or, en examinant la question de la chaleur totale de la vapeur, à ce point de vue et avec les autres ressources que fournissent les nouvelles théories concernant la chaleur, on s'est bien vite aperçu que la quantité de chaleur qu'il fallait appliquer à $1^{kil.}$ de liquide, pour le réduire en vapeur, après qu'il avait atteint la température à laquelle sa tension fait équilibre à toutes les résistances qui s'opposent à sa vaporisation, étaient sans rapport avec le travail qui était transmis aux résistances extérieures, même en admettant l'exactitude des premières déterminations de la densité des vapeurs, qui leur attribuaient pour chaque tension, un volume trop considérable relativement à leur poids. Il fallut bien reconnaître qu'il se manifestait pendant la modification des distances inter-moléculaires, qui constitue la transformation des liquides en vapeurs, des résistances internes considérables qui s'ajoutaient aux résistances externes et qui, pour être vaincues pendant cette transformation exigeaient une grande quantité de chaleur ; il devait se produire, en un mot, un très grand travail de *désagrégation.*

Les mêmes résistances internes, pendant l'opération inverse c'est-à-dire pendant la condensation, se transformaient en puissances et reproduisaient la quantité de chaleur qui les

avait primitivement vaincues. Il résultait de cette conception que la vapeur ne contenait pas plus de chaleur que le même poids du liquide à la même température qui l'avait formée, et que si cette vapeur pouvait échauffer plus d'eau en se condensant que le liquide d'où elle était sortie, ce phénomène tenait à ce qu'une quantité considérable de travail se reconvertissait en chaleur pendant la condensation.

Il en résultait aussi que la calorie, ou l'unité de chaleur, qui a été adoptée comme moyen d'évaluation et de comparaison des quantités de chaleur, se composait de deux éléments, l'un servant à élever la température de l'eau de 0° à 1° centigrade, l'autre qui devait disparaître comme *chaleur actuelle,* servant à surmonter les résistances internes et externes qui s'opposaient à la dilatation du liquide pendant cet accroissement de température.

Le premier physicien qui ait tenté avec succès d'assigner, dans la chaleur totale de vaporisation d'un liquide sous température constante, la partie de cette chaleur qui s'applique aux résistances internes et la partie que neutralisent les résistances externes, est M. Clausius. Il est arrivé par une savante analyse des résultats d'expériences de M. Regnault, à déterminer les valeurs relatives de ces deux parties de la chaleur totale de vaporisation, et les expressions théoriques de ces valeurs relatives ont été plus tard confirmées par les expériences de M. Hirn sur la densité des vapeurs.

Nous ne pouvons aborder ici cette question avec l'aide seule des éléments de mathématiques, et nous nous contenterons de rapporter les expressions générales qui fournissent ces quantités relatives de chaleur, telles qu'elles ont été proposées par M. Zeuner après une remarquable analyse des travaux de M. Clausius, sur ce sujet.

D'après ce que nous avons dit précédemment, la chaleur totale Q de la vapeur d'un liquide, est égale à la somme des chaleurs du liquide et de sa vaporisation, ce qui nous a donné

$$Q = q + r.$$

Si nous désignons maintenant par :

t la température de la vapeur saturée ;

ρ la fraction de la chaleur totale de vaporisation r qui s'applique aux résistances internes;

P la tension de la vapeur par mètre carré;

u le volume de $1^{kil.}$ de cette vapeur;

$A = \frac{1}{425}$ l'équivalent calorifique de 1 kilogrammètre.

Il viendra, pour un kil. de liquide :

$$r = \rho + APu.$$

D'après M. Zeuner, on aurait pour ρ les valeurs suivantes :

Pour l'eau,

$$\rho = 575^{cal.},40 - 0,791 \,.\, t\,;$$

Pour l'éther,

$$\rho = 86^{cal.},54 - 0,10648 \,.\, t - 0,000716 \,.\, t^2\,;$$

Pour le chloroforme,

$$\rho = 62^{cal.},44 - 0,11282 \,.\, t - 0,000014 \,.\, t^2;$$

Pour le sulfure de carbone,

$$\rho = 82^{cal.},79 - 0,11446 \,.\, t - 0,000402 \,.\, t^2.$$

Pour tous les liquides, on a :

$$APu = r - \rho\,;$$

de sorte que la quantité de chaleur APu consommée par les résistances externes, peut être déterminée pour tous les liquides dont on connaît la chaleur totale de vaporisation et pour lesquels la valeur de ρ a été assignée.

Voici une application. — Supposons qu'il s'agisse de déterminer la quantité de chaleur appliquée aux résistances internes et celle qui s'applique aux résistances externes, dans la vaporisation de $1^{kil.}$ de vapeur d'eau à la tension de $4^{atm.}$ et à la température correspondante de 144° centigrades.

La chaleur totale Q de ce kil. de vapeur, sera :

$$Q = 606,5 + 0,305,144^\circ = 650,42 \text{ calories.}$$

La chaleur du liquide, sera :

$$q = 144 + 0,00002\,(144)^2 + 0,0000003\,(144)^3 = 145,310 \text{ calories.}$$

donc $r = 650,42 - 145,31 = 505,11$ calories.

La formule ci-dessus, pour l'eau, donne :

$$\rho = 575,40 - 0,791 \,.\, 144^\circ = 461,496 \text{ calories.}$$

Pour la chaleur appliquée aux résistances externes, on aura :

$$APu = 505,11 - 461,496 = 43,614 \text{ calories.}$$

C'est par ce procédé qu'ont été calculées toutes les valeurs inscrites dans *les colonnes* 4, 5, 6 et 7 de la table fondamentale (page 73).

On voit, d'après la forme de la valeur de ρ, que la quantité de chaleur qui produit la désagrégation moléculaire des liquides, diminue à mesure que la température et la tension des vapeurs saturées s'élèvent, mais ce n'est probablement qu'une apparence ; ce travail de désagrégation doit commencer à une température assez basse, probablement à la température à laquelle le liquide est près de se transformer en solide, et se continuer sans interruption jusqu'à la température de *vaporisation visible* à laquelle il devient très considérable par suite de la possibilité d'un rapide accroissement de volume qui se manifeste à cette époque, les résistances qui s'opposaient à cet accroissement de volume se trouvant équilibrées par la tension de la vapeur ; mais la dilatation du liquide, sans changer de nature apparente, jusqu'à ce point, n'en constitue pas moins un commencement de désagrégation qui progresse avec la température, de sorte que la désagrégation complète exige d'autant moins de travail, à partir de la température de vaporisation visible, que cette température est plus élevée et la pression extérieure exercée sur la vapeur, plus grande. Il est donc possible qu'au fond, le travail de désagrégation et la chaleur qui le produit et que nous avons nommée chaleur interne, soit une constante pour toutes les températures de vaporisation.

Pour faire mieux comprendre cette loi de continuité dans la transformation d'un liquide en vapeur saturée, nous citerons le fait suivant :

Quand on chauffe un liquide à partir d'une température quelconque, il se dilate de plus en plus avant d'atteindre le point de vaporisation qui est d'autant plus élevé que ce liquide est

soumis à une plus forte pression ; puis, lorsque le point d'ébullition est atteint, il se transforme en vapeur dont la densité est d'autant plus grande que la pression à laquelle elle est soumise, est plus considérable.

Or, plus le point d'ébullition est élevé, plus le liquide augmente de volume avant de se vaporiser, et moins le volume de la vapeur qu'il fournit, est considérable. On pourrait donc, en exerçant sur le liquide une pression suffisante, élever la température d'ébullition jusqu'au point où le volume d'un poids donné de liquide et le volume de sa vapeur saturée à cette température, seraient devenus égaux. Le liquide aurait, dans ce cas, passé tout entier à l'état de vapeur, suivant une loi continue d'accroissement de température et de dilatation, et la désagrégation serait accomplie sans qu'il fût nécessaire d'y appliquer aucun travail nouveau sous température constante ; il n'y aurait point, dans ce cas, de chaleur interne, dans l'acception que nous avons donnée à cette dénomination et que nous conservons dans la table fondamentale.

De la densité des vapeurs.

La connaissance aussi exacte que possible de la densité des vapeurs saturées est un des éléments les plus essentiels au calcul des machines à vapeur.

En l'absence d'expériences directes bien concluantes, les premières tables de densités des vapeurs d'eau, qui sont les plus importantes, avaient été calculées en considérant ces vapeurs comme des gaz permanents parfaits et en leur attribuant une densité égale à 0,6225 de celle de l'air sec à la même tension et à la même température.

Ce rapport avait été déterminé par expérience pour la température de 100° centigrades et pour la tension de 1 atmosphère, mais il n'était qu'approximatif comme nous le verrons plus loin.

Pour que les densités ainsi calculées fussent bien celles des vapeurs saturées, on avait évalué les densités de l'air sec aux

températures et tensions qui se correspondent exactement dans les vapeurs saturées et qui avaient été déterminées expérimentalement par M. Regnault, puis on avait pris les 0,6225 de ces densités de l'air sec. Ce n'était qu'une simple application des lois de Mariotte et de Gay-Lussac.

Les expériences de M. Regnault concernant les lois de Mariotte et de Gay-Lussac, ayant démontré qu'elles étaient d'autant plus inapplicables aux gaz qu'ils se rapprochaient davantage de leur point de liquéfaction, et d'autres expériences de M. Hirn sur la consommation de vapeur dans les machines, ayant fait gravement soupçonner que les densités des vapeurs ainsi calculées, devaient être trop faibles, il a fallu renoncer à l'emploi de ces premières tables et demander à la nouvelle science de la chaleur la solution de ce problème des densités si difficilement soluble par l'expérience directe.

Voici de quelle façon il a été résolu :

Nous avons vu, à l'occasion des chaleurs interne et externe de vaporisation, que la chaleur totale de vaporisation r, avait pour valeur

$$r = \rho + \mathrm{AP}u\ ;$$

d'où

$$\mathrm{AP}u = r - \rho.$$

Comme r est fourni par les expériences de M. Regnault et ρ par les théories de M. Clausius résumées dans les formules de M. Zeuner, on peut trouver la valeur de $\mathrm{AP}u$ pour toutes les tensions de vapeurs saturées et nous avons inséré ces valeurs pour la vapeur d'eau dans la *colonne* 6 *de la table fondamentale*.

C'est de ces valeurs de $\mathrm{AP}u$ que l'on peut tirer la valeur du volume u de $1^{\mathrm{kil.}}$ de vapeur saturée à une tension quelconque.

Supposons, par exemple, que l'on veuille connaître le volume de $1^{\mathrm{kil.}}$ de vapeur d'eau saturée à 4 atmosphères ; il viendra :

$$\mathrm{AP}u = 43{,}614 \text{ calories},$$

et comme $\mathrm{P} = 4.10333^{\mathrm{k}}$ et $\mathrm{A} = \frac{1}{425}$, il vient :

$$u = 0{,}4474 \text{ mètre cube.}$$

Ces valeurs de u sont inscrites dans la *colonne* 8 *de la table fondamentale*, pour les diverses tensions contenues dans les colonnes 2 et 3.

La colonne 9 donne les différences entre ces volumes successifs, pour faciliter le calcul des volumes qui correspondent aux tensions comprises entre celles qui sont indiquées dans la table. Pour ces volumes intermédiaires, on peut les supposer inversement proportionnels aux tensions.

La colonne 10 contient les poids de 1 mètre cube des vapeurs d'eau, aux mêmes tensions ; ces chiffres ont été déterminés à l'aide de ceux qui sont insérés dans la colonne 8, de la manière suivante :

Soit p le poids du mètre cube, on a

$$p : 1^{\text{kil.}} = 1^{\text{m}3} : u \; ; \quad \text{d'où } p = \frac{1}{u}.$$

Pour la vapeur à 4 atmosphères,

$$p = \frac{1}{0{,}4474} = 2{,}2303 \text{ kilogrammes.}$$

C'est ainsi qu'ont été calculées toutes les valeurs contenues dans la colonne 10.

Les différences indiquées dans *la colonne* 11 servent au même usage que celles de la colonne 9.

Les valeurs de r et de ρ tirées des expressions relatives aux autres liquides que l'eau, pourraient également fournir les densités des vapeurs de ces liquides aux diverses tensions et températures correspondantes.

Les résultats obtenus par le procédé rationnel, que nous venons d'exposer, ont été plus tard pleinement confirmés par les expériences directes de M. Hirn sur la densité des vapeurs saturées de l'eau et d'autres liquides, expériences dont il a inséré la relation dans son dernier ouvrage sur la thermodynamique. Les mécaniciens peuvent donc employer avec sécurité ces tables de densités que M. Zeuner a eu la patience de calculer et que nous n'avons fait que reproduire.

M. Zeuner donne aussi, dans son livre sur les principes généraux de la thermo-dynamique, une formule très simple qui peut fournir le poids du mètre cube de vapeur d'eau saturée à une tension quelconque exprimée en atmosphères.

Il prend pour point de départ les données suivantes :

$1^{\text{kil.}}$ de vapeur d'eau saturée à $1^{\text{atm.}}$ occupe un volume de

$1^{m^3},6494$ et, en examinant les volumes occupés par un kil. de vapeur sous chacune des tensions insérées dans la table fondamentale, on trouve que ces tensions sont, très approximativement, en raison inverse des puissances 1,0646 des volumes correspondants.

De sorte que si l'on représente par :

p la tension d'une vapeur d'eau saturée quelconque, en atmosphère ;

V le volume de $1^{kil.}$ de cette vapeur ;

et qu'on la compare à la vapeur à $1^{atm.}$, on aura :

$$1^{atm.} : p = (V)^{1,0646} : (1,6494)^{1,0646}.$$

Si y représente le poids de 1^{m^3} de la vapeur à la tension p, on aura :

$$y = \frac{1^{m^3}}{V}; \quad \text{d'où } V = \frac{1}{y}.$$

La proportion précédente fournit alors :

$$p = \left(\frac{1,6494}{V}\right)^{1,0646} = (1,6494 \,.\, y)^{1,0646}.$$

puis $$p^{\frac{1}{1,0646}} = 1,6496 \,.\, y,$$

et finalement $$y = 0,6061\ (p)^{0,9393}.$$

Cette formule donne pour poids de 1 mètre cube de vapeur d'eau saturée, des valeurs qui ne diffèrent de celles qui sont inscrites dans la table fondamentale, que de quantités tout à fait négligeables. Nous nous en sommes servis pour déterminer ces poids, lorsque nous avons exposé approximativement la loi de détente de l'air comprimé saturé de vapeur d'eau, à propos de la machine de M. Mekarski.

Des vapeurs surchauffées.

Une vapeur surchauffée est un gaz dont on peut faire baisser la température jusqu'à une certaine limite, sans le condenser.

Une vapeur saturée sur laquelle on exerce une pression constante, se condense sans changer de température quand on lui enlève de la chaleur. Une vapeur surchauffée, dans les

mêmes conditions, baisse de température sans se condenser jusqu'à ce qu'elle arrive à la température qui correspond à la pression exercée sur elle.

L'expérience a démontré dans ces derniers temps, que tous les gaz réputés permanents pendant longtemps, peuvent être ramenés à l'état de vapeurs saturées, à l'aide d'un abaissement de température et d'une pression convenables ; de sorte que tous les gaz ne sont, en réalité, que des vapeurs surchauffées plus ou moins éloignées de leur point de condensation ; et que toutes les vapeurs, à l'aide d'un accroissement de température et d'une diminution de tension suffisants, peuvent être transformées en gaz parfaits ou approximativement parfaits, comme ceux qui portaient dans l'ancienne physique le nom de gaz permanents.

La théorie des vapeurs surchauffées exige la connaissance de la capacité calorifique des vapeurs aussitôt qu'elles ont dépassé la température qui correspond à leur tension lorsqu'elles sont à l'état de saturation, et la connaissance de leur coefficient de dilatation. On ne possède encore sur ces deux questions que des notions peu rigoureuses, insuffisantes peut-être au point de vue de la science pure, mais cependant suffisamment approximatives pour éviter tout grave mécompte dans leur application à tous les besoins de l'industrie.

Capacité calorifique des vapeurs. — Ces capacités calorifiques ont été déterminées par M. Regnault, sous tension constante ou avec accompagnement de travail extérieur pendant l'élévation de température, et voici les résultats moyens de ses expériences, pour quelques-unes des vapeurs dont il importe de connaître les propriétés :

DÉSIGNATION DES VAPEURS SATURÉES.	CAPACITÉ CALORIFIQUE SOUS TENSION CONSTANTE.
	Cal.
Eau	0,4805
Ether	0,4797
Alcool	0,4534
Chloroforme	0,1567
Sulfure de carbone . . , . .	0,1596

D'après d'autres expériences, la capacité calorifique de la vapeur d'eau surchauffée ne serait pas une constante, elle serait plus considérable dans le voisinage du point de saturation qu'à une température beaucoup plus élevée, mais l'accroissement de capacité vers la température de saturation ne serait pas assez considérable pour qu'il y eût de graves inconvénients à adopter la moyenne des expériences de M. Regnault.

Nous n'avons connaissance d'aucune autre expérience sérieuse faite sur la capacité calorifique des autres vapeurs.

Le rapport de la capacité calorifique sous tension constante des vapeurs surchauffées, à leur capacité calorifique sous volume constant, c'est-à-dire sans production de travail extérieur pendant l'accroissement de température, n'a pas été déterminé, non plus, par des expériences directes ; on s'est contenté de le déterminer approximativement à l'aide de considérations tirées de la théorie nouvelle de la chaleur et de quelques expériences faites dans un autre but.

D'après ces appréciations un peu incertaines, le rapport de la capacité calorifique sous tension constante à la capacité calorifique sous volume constant, de la vapeur d'eau surchauffée, ne serait pas tout à fait égal au rapport 1,41 que nous avons trouvé pour les gaz dits permanents, malgré le passage définitif de la vapeur d'eau dans la catégorie des gaz lorsque sa température a dépassé celle de saturation.

D'après M. Zeuner et d'après les premières expériences de M. Hirn, ce rapport serait de $\frac{4}{3} = 1,3333$ environ, aux températures qui ne sont pas trop éloignées du point de saturation et il s'élèverait de plus en plus à mesure que la température deviendrait plus haute, de façon à atteindre la valeur 1,41 lorsqu'elle serait devenue suffisante pour transformer la vapeur en gaz parfait.

D'après ces données primitives, si la capacité calorifique de la vapeur d'eau sous tension constante, est de $0^{\text{cal.}},4805$, sa capacité calorifique sous volume constant, serait de

$$0,4805\ \frac{3}{4} = 0^{\text{cal.}},3604.$$

Pour les autres vapeurs, ce rapport aurait vraisemblablement une valeur égale à celle-ci, ou au moins très voisine de $\frac{4}{3}$, mais nous ne connaissons aucune expérience propre à vérifier cette prévision.

D'après des observations de M. Hirn postérieures aux travaux qui ont conduit aux valeurs ci-dessus des capacités calorifiques de la vapeur d'eau, la capacité calorifique sous volume constant ou la quantité de *chaleur présente* qui élève de 1° la température de $1^{kil.}$ de vapeur d'eau, serait de $0^{cal.},4$, et cette capacité calorifique *réelle* serait la même quel que fût l'état de l'eau, solide, liquide ou gazeux ; les différences entre cette capacité *calorifique réelle* produisant les variations de température, et les capacités calorifiques déterminées en diverses circonstances, ne devraient être attribuées qu'à l'influence de travaux internes ou externes consommant ou produisant de la chaleur ; cette conception paraît rationnelle et conforme à l'esprit général de la thermodynamique.

Coefficient de dilatation des vapeurs.

Nous avons vu dans le premier volume de cet ouvrage que, pour tous les gaz réputés permanents et qui se rapprochent beaucoup de ce que nous avons nommé gaz parfait, le coefficient de dilatation était, très approximativement, de 0,003665, et c'est en adoptant ce coefficient comme point de départ, que la position du zéro absolu a été fixée à 273° sous le zéro centigrade.

Nous avons vu également que, d'après les expériences de M. Regnault, ce coefficient croissait à mesure que la température du gaz baissait et que leur tension augmentait, c'est-à-dire à mesure qu'ils se rapprochaient de leur point de liquéfaction.

Les expériences sur l'acide carbonique qui, aux températures ordinaires, est un des gaz qui sont dans l'état le plus voisin de celui de transformation du gaz en liquide, ont mis ce

fait parfaitement en évidence et à la température 0° centigrade, sous une tension un peu supérieure à 5 atmosphères, son coefficient de dilatation s'est élevé jusqu'à 0,00386.

Il fallait évidemment s'attendre, d'après cela, à trouver pour les vapeurs qui sont des gaz bien plus rapprochés de leur point de condensation, que l'acide carbonique, des coefficients plus considérables encore.

Malheureusement les expériences sur cette loi physique sont extrêmement difficiles à organiser de façon à obtenir des résultats bien rigoureux et, jusqu'à présent, on s'est contenté de quelques observations sur la vapeur d'eau que M. Zeuner a reliées à l'aide des notions fondamentales de la thermodynamique. Elles l'ont conduit à une expression moitié théorique, moitié empirique, qui fournit pour ce coefficient des valeurs qui s'accordent assez bien avec tout ce que l'on possède d'expériences sur cet important sujet.

D'après ces travaux de M. Zeuner, le coefficient de dilatation de la vapeur d'eau, lorsque la vapeur a dépassé la température de saturation, serait :

	Sous pression constante.	Sous volume constant.
à 0,1 d'atmosphère,	0,003975	0,003892
à 0,5 idem,	0,004150	0,004017
à 1 atmosphère,	0,004257	0,004090
à 5 idem,	0,004629	0,004343
à 10 idem,	0,004872	0,004501

Plus la tension de la vapeur est faible, plus elle se rapproche des gaz parfaits et plus son coefficient se rapproche de 0,003665 qui est le coefficient relatif à ces gaz. Il est probable qu'à une température très élevée et à une tension très faible, son coefficient deviendrait égal à ce dernier.

Nous ne connaissons rien de bien précis sur la dilatation des vapeurs des autres liquides, mais il est probable qu'elles présentent des phénomènes analogues à ceux qui concernent la vapeur d'eau surchauffée, car toutes ces vapeurs sont des gaz dans le voisinage de leur point de condensation et dans lesquels le travail d'agrégation des éléments matériels, qui constitue la condensation, doit avoir commencé à s'effectuer

[illegible] on élève leur [illegible] de vaporisation accompa-
[illegible] des gaz parfaits qui se produit sans
désagrégation moléculaire.

Loi de Hirn.

Considérons deux cylindres verticaux (fig. 9) A et B de section s et S, ouverts par le haut, dans lesquels se meuvent sans frottement deux pistons dont les tiges à crémaillères sont rendues solidaires par une roue dentée et dont les poids s'équilibrent. Supposons encore que les deux cylindres sont mis en communication par un tuyau muni d'un robinet r et que leurs parois, ainsi que les pistons, sont parfaitement imperméables à la chaleur.

Le piston du cylindre A est au sommet de sa course et ce cylindre lui même est plein de vapeur saturée, sèche, à la tension P. Le piston du cylindre B est au bas de la sienne et l'espace nuisible est supposé nul.

Si on ouvre partiellement le robinet r, la vapeur passera de A en B où elle trouve un espace plus grand à occuper et y établira une tension P' par mètre carré.

Lorsque la tension P'S sous le grand piston, sera devenue égale à la tension Ps sous le petit, les deux tensions seront équilibrées par la roue dentée, et le mouvement des pistons commencera aussitôt que cette tension d'équilibre P' sous le grand sera quelque peu dépassée. Il est clair que l'on pourra toujours, en réglant convenablement l'ouverture du robinet, ralentir autant qu'on le voudra la vitesse de ces pistons qui pourront être considérés comme se faisant continuellement équilibre pendant leur marche, l'excédant d'effort d'un côté, qui produit le mouvement, devenant tout à fait négligeable lorsque l'inertie des pièces peut elle même être négligée, ce qui a lieu quand la vitesse est très faible.

Quand le grand piston sera au sommet de sa course, le petit sera au bas de la sienne, toute la vapeur aura passé du petit

cylindre dans le grand et sa tension P, dans le petit, sera devenue P′ dans l'autre, conformément à la loi adoptée

$$P.s = P'.S,$$

que nous supposons maintenue malgré un changement possible dans les valeurs absolues de P et de P′, pendant les diverses phases de l'opération.

Dans ce passage d'une même masse de vapeur d'une capacité dans une autre avec accroissement de volume, cette masse a reçu par compression du petit piston, un travail exactement égal à celui qu'elle a transmis au grand piston, puisqu'ils ont parcouru le même chemin et que les pressions totales qu'ils ont reçues de la vapeur ont été constamment égales.

La quantité de chaleur produite par la compression a été neutralisée par le travail transmis au grand piston et la vapeur doit posséder, à la fin de l'opération, une quantité de chaleur présente égale à la quantité qu'elle possédait avant cette opération, quoiqu'elle soit à une tension inférieure à celle du début ; de sorte que si l'on condensait cette vapeur à l'aide d'eau froide, sans l'intervention d'un travail extérieur, elle devrait élever la même quantité d'eau froide à la même température par sa condensation, que cette condensation s'effectuât avant ou après son passage du petit cylindre dans le grand.

D'autre part, la chaleur totale d'une même masse de vapeur saturée est d'autant plus faible que sa tension est moins élevée comme l'ont démontré les expériences de M. Régnault dont les résultats principaux sont inscrits dans la table fondamentale (page 73). Il résulte évidemment de ce dernier principe, que si la vapeur qui a passé de la tension P à la tension plus faible P′, était restée saturée, elle contiendrait moins de chaleur sous cette dernière tension que sous la première, et comme elle en doit conserver autant, il faut nécessairement que sa température se soit élevée au dessus de la température de saturation sous la tension P′, c'est à dire qu'elle se soit *surchauffée*.

La chaleur totale devenant de plus en plus faible à mesure que P′ diminue, l'accroissement de température au dessus de la température de saturation, ou la surchauffe, doit être d'au-

tant plus considérable que la perte de tension $P - P'$ est plus grande.

De là, la première partie de la loi de Hirn :

Lorsqu'une vapeur quelconque saturée et sèche, se précipite d'un réservoir où elle est à une tension P *quelconque, dans un autre où elle s'établit à une tension* P' *inférieure à la première, et que le passage s'opère sans travail transmis à l'extérieur, ou avec accompagnement de deux travaux extérieurs égaux, l'un moteur et l'autre de compression, ce qui équivaut à l'absence complète de travail extérieur, la vapeur se surchauffe d'une quantité d'autant plus grande, que la perte de tension, dans l'opération, est plus considérable.*

Nous avons admis, dans cette démonstration, que les pressions Ps et $P'S$ se faisaient constamment équilibre pendant le mouvement, mais nous ignorons si elles sont restées constantes tout en se faisant équilibre. Cette variation possible dans les deux pressions totales toujours égales, ne peut modifier la conclusion ci-dessus, parce que les travaux moteur et résistant n'en sont pas moins restés égaux, et l'opération n'en peut pas moins être considérée comme effectuée sans travail extérieur.

Cette surchauffe de la vapeur qui se détend sans travail extérieur ou sous l'action de deux travaux extérieurs égaux et contraires, a été parfaitement constatée par M. Hirn, à l'aide d'expériences directes faites avec un appareil dont on peut trouver la description dans son *Traité de thermodynamique*.

On peut encore tirer de la démonstration qui précède, une seconde conséquence très importante.

Dans la marche de l'opération que nous avons décrite, les deux pressions Ps et $P'S$ se font constamment équilibre et elles sont encore égales à la fin de l'opération, et comme les deux pistons ont parcouru le même chemin en sens inverse, on doit avoir, en représentant ce chemin par L, et par V et V' les volumes engendrés par les deux pistons :

$$PsL = P'SL, \quad \text{ou} \quad PV = P'V' ;$$

ce qui signifie que les travaux potentiels qui correspondent à la fin de l'opération sont égaux, ou que les travaux absolus qui seraient produits sous les tensions finales P et P' supposées

constantes dans les deux cylindres, sont égaux; mais nous ignorons si ces tensions P et P′ qui se font équilibre sous les deux pistons, à la fin de la course, sont les mêmes qu'au commencement et si, pendant la course, elles ont conservé les mêmes valeurs.

A l'aide des valeurs consignées dans la table fondamentale, on peut prouver que la masse constante de vapeur saturée sous la tension P, qui passe, dans les conditions que nous avons décrites, à la tension P′ en conservant toute sa chaleur initiale par la surchauffe, conserve sa tension initiale P pendant toute la course des deux pistons, ainsi que sa tension finale P′, de façon à satisfaire d'une manière continue à l'égalité $PV = P'V'$.

Supposons, par exemple, que le cylindre A contienne $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à 5 atmosphères.

D'après la table fondamentale, le volume V sera égal à $0^{\text{m}^3},3626$ et l'on aura le produit

$$PV = 5^{\text{atm.}}.0,3626 = 1,8130.$$

Si le passage de la vapeur s'effectue de façon que la tension P′ dans le cylindre B, soit de $2^{\text{atm.}}$, ce qui nécessitera un rapport $s : S = 2 : 5$ entre les sections des deux pistons, pour que les tensions s'équilibrent, il faudra pour satisfaire à l'équation

$$PV = P'V'$$

relative à cet état initial de la vapeur, que P′V′ soit aussi égal à 1,8130, ou que l'on ait

$$V' = \frac{1,8130}{2^{\text{atm.}}} = 0^{\text{m}^3},9065$$

sous la tension de 2 atmosphères.

La chaleur totale de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $5^{\text{atm.}}$ est de $652^{\text{cal.}},927$ dont $44^{\text{cal.}},192$ ont disparu par suite du travail externe de vaporisation ; il ne reste donc de chaleur disponible dans ce kil. de vapeur, ou de chaleur que l'on pourrait recueillir en ramenant par le refroidissement, cette vapeur à l'état d'eau à 0° centigrade, que

$$652,927 - 44,192 = 608,735 \text{ calories.}$$

Pour le même motif le kil. de vapeur ramené à 2 atmosphères, s'il restait à l'état de saturation, ne contiendrait qu'une quan-

tité de chaleur susceptible d'être recueillie par refroidissement jusqu'à 0°, égale à

$$643,283 - 41,861 = 601,422 \text{ calories.}$$

Il en posséderait donc :

$$608,735 - 601,422 = 7,313$$

de moins que dans son état primitif, et comme il en doit posséder autant, d'après la démonstration qui précède, il devra être surchauffé sous tension constante de $2^{atm.}$, de la quantité correspondante à une application de 7,313 calories. Or, dans notre mode d'opération, le travail transmis au grand piston, est restitué par le travail que transmet le petit, et la capacité calorifique de la vapeur ne doit pas être celle qui correspond à sa dilatation avec accompagnement de travail, puisque la quantité de chaleur correspondante à ce travail est fournie par la compression du petit piston qui restitue intégralement celle qui disparaît par le travail de dilatation ; c'est donc la capacité calorifique sous volume constant que nous devons appliquer à l'évaluation du degré de surchauffe qui se produira.

Nous avons trouvé cette capacité calorifique égale à $0^{cal.},3604$ par degré d'accroissement de température ; de sorte que la surchauffe du kil. de vapeur à 2 atmosphères, sera de

$$\frac{7^{cal.},313}{0^{cal.},3604} = 20^{\circ},2906,$$

et comme la température de la vapeur saturée à $2^{atm.}$, est de 120°,60, sa température après la surchauffe sera de

$$120^{\circ},60 + 20^{\circ},2906 = 140^{\circ},89.$$

Le volume de ce kil. de vapeur quand elle est saturée sous la tension de $2^{atm.}$, est d'après la table fondamentale

de 0,8588 mètre cube.

Le coefficient de dilatation qu'il convient d'appliquer à la recherche de l'accroissement du volume sous l'action de la surchauffe, est celui qui concerne la dilatation sous volume constant, car dans ce cas, cette surchauffe n'a fait que relever jusqu'à 2 atmosphères dans une capacité déterminée, la tension qui eût été inférieure à ce chiffre si la vapeur était restée saturée.

D'après le petit tableau que nous avons donné ci-dessus, à propos de ces coefficients de dilatation, et en admettant qu'ils croissent suivant une progression arithmétique de $1^{atm.}$, à $5^{atm.}$, le coefficient applicable à la vapeur sous la tension de $2^{atm.}$, serait très approximativement de 0,00414.

Nous trouvons alors pour volume de la vapeur après la surchauffe,

$$0^{m^3},8588 \frac{1 + 0,00414 . 140^{\circ},89}{1 + 0,00414 . 120^{\circ},60} = 0,907 \text{ mètre cube};$$

Ce qui donne $P'V' = 2^{atm.}.0,907 = 1,814$.

Nous avions trouvé $PV = 1,813$;

L'adoption de la capacité calorifique absolue de M. Hirn, aurait donné $P'V' = 1,802$.

Il y a donc égalité entre ces travaux potentiels, au moins autant que peuvent le comporter les calculs de cette nature qui reposent sur des résultats d'expériences, et l'on peut considérer comme exacte la loi de M. Hirn avec ce complément, que la surchauffe maintient la tension de la vapeur à un degré tel, que les tensions avant et après l'accroissement de volume de la vapeur, sont inversement proportionnelles aux volumes occupés par cette vapeur.

Ce dernier résultat semble ranger les vapeurs dans la catégorie des gaz parfaits qui se comportent suivant la loi de Mariotte lorsqu'ils contiennent une quantité de chaleur et une température constantes, dans leurs variations de volume; mais ce n'est qu'une apparence qu'il faut attribuer à la nature spéciale des vapeurs, puisque ces variations de la tension en raison inverse des volumes occupés, se produisent dans celles-ci malgré un abaissement de température. En effet, dans l'exemple précédent, la température initiale de la vapeur saturée à $5^{atm.}$ était de $152^{\circ},22$, et sa température à la tension de $2^{atm.}$ et malgré la surchauffe, n'était que de $140^{\circ},89$.

Une seule vérification de la loi de M. Hirn n'étant point suffisante pour convaincre de l'exactitude de cette loi, nous avons pour compléter cette démonstration toute empirique, formé un tableau contenant de nouvelles vérifications dans des conditions assez variées, et nous l'exposons ci-contre.

Pressions en atmosphères.	Volume de 1kil. de vapeur, saturée.	Température de la vapeur saturée.	Chaleur de l'eau.	Chaleur interne de désagrégation.	Sommes des chaleurs de l'eau et de désagrégation.	Températures après la surchauffe.	Coefficients de dilatation adoptés.	Volume de 1 kil. de vapeur après la surchauffe.	Valeurs du travail potentiel P' V' après la surchauffe.	Valeurs du travail potentiel si la vapeur ne s'était pas surchauffée.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
8	$0^{m^3},2329$	170°,81	$172^{cal.},888$	$440^{cal.},289$	$613^{cal.},177$	170°,81	0,00448	$0^{m^3},2329$	1,863	1,8632
7	0,2642	165°,34	167,243	444,616	611,859	168°,99	0,00440	$0^{m^3},2666$	1,866	1,8494
6	0,3054	159°,22	160,938	449,457	610,395	166°,93	0,00437	0,3113	1,867	1,8324
5	0,3626	152°,22	153,741	454,994	608,735	164°,54	0,00434	0,3741	1,870	1,8130
4	0,4474	144°,00	145,310	461,496	606,806	161°,67	0,00428	0,4681	1,872	1,7896
3	0,5864	133°,91	134,989	469,477	604,466	158°,07	0,00422	0,6238	1,871	1,7592
2	0,8588	120°,60	121,417	480,005	601,422	153°,21	0,00415	0,9350	1,870	1,7176
1	1,6494	100°,00	100,500	496,200	596,800	145°,43	0,00409	$1^{m^3},8659$	1,866	1,6494
0,5	3,1705	81°,71	82,017	510,767	592,784	138°,29	0,00402	$3^{m^3},7134$	1,856	1,5852

Nous supposons que $1^{kil.}$ de vapeur saturée à $8^{atm.}$ est successivement détendu, dans les conditions adoptées de conservation de la chaleur initiale ou d'absence de travail extérieur, de $8^{atm.}$ à $7^{atm.}$, de $8^{atm.}$ à $6^{atm.}$ et finalement de $8^{atm.}$ à $0^{atm.},50$, en restant ainsi dans les conditions possibles d'une application industrielle.

Le travail potentiel initial PV, d'après la table fondamentale, est

$$PV = 8^{atm.}.\ 0^{m^3},2329 = 1,863.$$

Les valeurs de P'V' après la détente et la surchauffe ont été calculées par la méthode que nous avons employée ci-dessus et ont été insérées dans la colonne 10.

Les chiffres des cinq premières colonnes ont été tirés de la table fondamentale, et il faut observer que les sommes de la chaleur de l'eau et de la chaleur interne de la vapeur qui sont inscrites dans la colonne 6, représentent précisément la différence entre la chaleur totale que M. Regnault détermine par la formule :

$$Q = 606,5 + 0,305\ t,$$

et la chaleur externe ; c'est-à-dire ce que nous avons nommé chaleur présente, ou susceptible d'être recueillie par la condensation jusqu'à la température zéro centigrade.

Les colonnes 7 et 9 contiennent les volumes et les températures de la vapeur après la surchauffe.

La colonne 8, les coefficients de dilatation applicables à la tension de vapeur correspondante, d'après ce que nous avons dit dans le chapitre consacré au choix de ces coefficients.

La colonne 11 contient les valeurs de P'V' dans l'hypothèse où la surchauffe ne se serait point produite. Ces valeurs ont été obtenues en multipliant chaque tension de vapeur saturée par le volume qui lui correspond.

Voici un de ces calculs dont les résultats sont insérés dans le tableau :

Prenons la chute de tension de	$8^{atm.}$ à $3^{atm.}$.
A $8^{atm.}$ . . . chaleur disponible,	$613^{cal.},177$
à $3^{atm.}$.	604,466.
Différence . .	8,711 calories.

Surchauffe du kil. de vapeur :

$$\frac{8^{\text{cal.}},711}{0^{\text{cal.}},3604} = 24^{\circ},168.$$

A $3^{\text{atm.}}$ la vapeur saturée a une température de $133^{\circ},91$; après la surchauffe, sa température sera de

$$133^{\circ},91 + 24,168 = 158^{\circ},078.$$

Le volume de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à $3^{\text{atm.}} = 0^{\text{m}^3},5864$.

Ce volume, après la surchauffe, deviendra :

$$0^{\text{m}^3},5864 \frac{1 + 0,00422 \,.\, 158^{\circ},078}{1 + 0,00422 \,.\, 133^{\circ},91} = 0,6238 \text{ mètre cube,}$$

d'où $$P'V' = 0,6238 \,.\, 3^{\text{atm.}} = 1,871.$$

Toutes les autres valeurs de $P'V'$ ont été calculées de la même manière.

L'application de la capacité calorifique absolue de M. Hirn, $0^{\text{cal.}},4$ aurait fourni des résultats un peu moindres, sans mettre en suspicion pour cela, la loi dont il est question.

Ces valeurs qui devraient être toutes égales au produit PV qui correspond au point de départ et qui est 1,863, diffèrent un peu les unes des autres parce qu'elles ont été déterminées à l'aide de données expérimentales qui ne sont que très approximatives; mais les différences sont si faibles qu'il est impossible de n'y pas reconnaître l'existence d'une importante loi naturelle, et nous pensons que l'on peut admettre le principe de M. Hirn, avec sécurité, dans toutes ses applications possibles aux usages industriels.

Les machines à vapeur ordinaires qui fonctionnent sans détente, sous une pression plus élevée dans la chaudière que dans le cylindre, lorsque la différence des pressions résulte de la petite section de l'orifice d'entrée de la vapeur dans le cylindre, ou d'un étranglement de la soupape modératrice, se trouvent exactement dans les conditions d'emploi de la vapeur que nous venons d'examiner.

Un volume V de vapeur à la pression P se forme dans la chaudière, refoule un volume égal de la vapeur à la même tension, déjà formée dans le tuyau qui va déboucher dans le cylindre, et la chaleur de la chaudière en transformant l'eau en

vapeur, a produit un travail externe PV qui a été transmis exactement comme l'est celui que produit le petit piston dans l'exemple que nous avons adopté pour démontrer le principe. Le travail P'V' transmis au piston du cylindre de la machine doit, pour les mêmes raisons, être égal à PV, avec surchauffe jusqu'à un degré dépendant de la différence entre P et P', mais que l'on peut calculer comme nous l'avons indiqué, dans l'hypothèse où les parois du cylindre ne laisseraient point perdre de chaleur.

En observant que la surchauffe de la vapeur à son entrée dans un cylindre, et pendant la période de travail sous tension constante, prévient ou, au moins, diminue la condensation de vapeur qui résulte de l'action refroidissante des parois de ce cylindre, on reconnaît qu'il est avantageux de produire la vapeur dans les chaudières à une tension notablement supérieure à la tension sous laquelle on veut travailler, en diminuant la tension de vaporisation, par rétrécissement du passage d'entrée de la vapeur dans le cylindre.

Nous aurons occasion, plus tard, de revenir sur cette question d'application.

On peut encore, en examinant la même question sous une autre face théorique, y apporter quelques lumières nouvelles, mais auparavant il convient de rechercher comment on peut déterminer la vitesse théorique de passage de la vapeur d'un milieu à la tension P dans un milieu à la tension P'.

La vitesse de la vapeur se détermine comme celle de tous les autres gaz, en fonction d'une certaine hauteur génératrice et l'on a

$$v = \sqrt{2\,g.\,h.}$$

D'après l'ancienne théorie, h peut être déterminé de la manière suivante :

Soit p le poids du mètre cube de la vapeur à la tension P exprimée en kil. par mètre carré.

Du côté de l'ouverture de passage où règne la tension P, chaque mètre de hauteur d'une colonne de vapeur à cette tension, produira une pression p par mètre carré ; donc la hauteur

totale de la colonne représentant de ce côté la pression de la vapeur, sera égale à

$$\frac{P}{p}.$$

De l'autre côté de l'ouverture, règne une tension P′ qui sera représentée, pour les mêmes motifs, par une colonne de même densité que la précédente et de hauteur

$$\frac{P'}{p}.$$

La hauteur de la colonne effective génératrice de la vitesse, sera la différence de ces deux colonnes qui pèsent en sens inverse sur l'orifice de passage de la vapeur; d'où

$$h = \frac{P - P'}{p} \quad \text{et} \quad v = \sqrt{2g\,\frac{P' - P'}{p}}.$$

Nous verrons plus tard comment ces vitesses peuvent être calculées avec plus de précision.

Reprenons maintenant l'exemple qui nous a servi au commencement de cet article, celui de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à $5^{\text{atm.}}$, qui subit une perte brusque de tension fig. (9), jusqu'à 2 atmosphères.

La vitesse d'écoulement de la vapeur à $5^{\text{atm.}}$, sera

$$v = \sqrt{2g\,\frac{5-2}{p}\,10333^{\text{kil.}}} = 470 \text{ mètres};$$

p étant égal à $2^{\text{kil.}},7500$ d'après la table fondamentale.

La force vive de ce kil. de vapeur, en pénétrant dans le milieu à $2^{\text{atm.}}$, sera de

$$\frac{1^{\text{kil.}}\,(470)^2}{19,62} = 11272^{\text{km.}},$$

qui correspondent à $\frac{11272^{\text{km.}}}{425^{\text{km.}}} = 26,52$ calories.

D'autre part, le kil. de vapeur à $5^{\text{atm.}}$ occupe un volume de $0^{\text{m}^3},3626$ et le travail résistant qui correspond à sa pénétration dans le milieu à $2^{\text{atm.}}$, est de

$$0^{\text{m}^3},3626.\ 2^{\text{atm.}}.\ 10333 = 7493^{\text{km.}},49$$

qui correspondent à $17^{cal.},63$ qui ont dû être produites dans le milieu à $2^{atm.}$.

Comme la force vive de $11272^{k.m}$ s'est éteinte dans le même milieu, elle s'est transformée en chaleur ; de sorte qu'il s'est développé dans ce milieu une quantité totale de chaleur égale à

$$26^{cal.},52 + 17^{cal.},63 = 44^{cal.}15.$$

Le travail P'V' qui a été transmis au piston est égal à PV, d'après ce qui a été démontré ci-dessus ; ce travail est

$$PV = 5^{atm.}.\ 10333^{kil.}.\ 0^{m^3},3626 = 18732^{km.},$$

et il a occasionné la disparition de

$$\frac{18732}{425} = 44,08 \text{ calories.}$$

Ce chiffre est suffisamment rapproché du précédent pour les considérer comme égaux, en attribuant leur faible différence à l'imperfection des bases du calcul.

Il résulte de là qu'il s'est produit, dans le grand cylindre, autant de chaleur que le travail transmis au grand piston en a fait disparaître, et que la vapeur ramenée à $2^{atm.}$ y devait conserver une quantité de chaleur égale à celle qu'elle possédait en arrivant à $5^{atm.}$; d'où la surchauffe dont nous avons précédemment déterminé la valeur.

M. Hirn a encore présenté son principe sous une autre forme qu'il considère, avec raison, comme plus rigoureuse, mais qui n'apporterait qu'une modification insignifiante aux résultats ci-dessus, à cause du grand volume que présentent les vapeurs relativement à leur masse.

Les gaz se composant d'une certaine quantité de matière pondérable dans un état d'extrême division, et d'espaces que l'on peut nommer inter-moléculaires, il admet que tous les phénomènes calorifiques doivent être attribués exclusivement aux variations de volume des espaces inter-moléculaires, et que les éléments matériels impénétrables et de volume infiniment petit ne jouent, dans ces phénomènes calorifiques, qu'un rôle tout à

fait passif et occupent, dans la masse gazeuse, un volume invariable; ils ne s'y trouvent que comme corps étrangers.

Dans cette hypothèse, qui paraît très plausible, les lois de Mariotte et de Gay Lussac ne s'appliqueraient qu'aux espaces inter-moléculaires dans les gaz parfaits et l'on arriverait, en appliquant ces lois suivant le mode actuel, à des résultats d'autant plus éloignés de la vérité que les espaces inter-moléculaires n'occuperaient qu'une fraction plus petite du volume total de la masse gazeuse ; c'est-à-dire que les gaz supposés parfaits seraient à une tension plus élevée et à une température plus basse.

D'après cette considération, le principe ci-dessus représenté par l'équation

$$PV = P'V',$$

serait représenté bien plus exactement par l'équation

$$P(V - W) = P'(V' - W),$$

W désignant le volume de la partie matérielle, impénétrable, du gaz.

La même équation représenterait tous les phénomènes correspondants à la loi de Mariotte lorsque la température des gaz est maintenue constante.

Une vérification de la loi de M. Hirn, sous cette nouvelle forme, est impossible sur la plupart des gaz que nous connaissons et qui sont très éloignés de l'état de gaz parfait. Dans ces gaz, il se produit, aux températures et aux tensions sous lesquelles nous pouvons les expérimenter, un commencement de ce travail d'agrégation qui constitue la condensation et qui dissimule la loi de variation des espaces inter-moléculaires, dans une mesure d'autant plus large, qu'ils sont plus rapprochés de leur point de liquéfaction visible.

Quelques-uns, peut-être, pourront se prêter à cette vérification, par exemple l'hydrogène qui est considéré comme un de ceux qui se rapprochent le plus de l'état de gaz parfait, aux températures ordinaires, et quelques expériences de M. Regnault paraissent favorables à la conception de M. Hirn.

D'après ces expériences, faites à une température constante d'environ 4° centigrades, un volume d'hydrogène pris sous la

tension de 1^m de mercure et comprimé jusqu'à ne plus occuper que $\frac{1}{20}$ de son volume primitif, passe de la tension 1^m à la tension $20^m,26872$. Le même volume 1 sous la même tension initiale, et comprimé jusqu'à $\frac{1}{10}$ de son volume primitif, passe de la tension 1 à la tension 10,05607. Appliquons ces résultats à un volume d'hydrogène de 1^{m^3} à la température de 4° cent. et à la tension de 1^m de mercure.

Réduit à $\frac{1}{20}$ de son volume initial, le volume final sera de $0^{m^3},05$.

Réduit à $\frac{1}{10}$ le volume final sera de $0^{m^3},1$.

D'après les expériences de M. Regnault, la densité de l'hydrogène est de 0,06926 ;

Le poids du mètre cube à 4° sous la tension de 1^m de mercure, sera de

$$\frac{1^{kil.},293187.\ 0,06926.\ 1^m}{0,76\,(1+0,003665.\ 4^\circ)} = 0^{kil.},1171.$$

En appliquant ces données à l'équation générale, on trouve :

1re expérience $1^m\,(1^{m^3}-W) = 20^m,2687\,(0^{m^3},05-W)$;

d'où $W = 0^{m^3},0006973$.

2e expérience $1^m\,(1^{m^3} - W) = 10,05607\,(0^{m^3},10 - W)$;

d'où $W = 0^{m^3},000708$.

Il y a, à peu près, concordance dans les résultats ; la moyenne serait $0^{m^3},0007026$.

Ainsi 1 mètre cube d'hydrogène, à 4° centigrades et sous la tension de 1^m de mercure, contiendrait $0^{kil.},1171$ de matière pondérable, impénétrable, de volume invariable, et si tous ces éléments matériels étaient réunis jusqu'au contact, de façon qu'il n'y eût plus de vide entre eux, ils occuperaient un volume de $0^{m^3},0007026$.

Ce serait là sans doute la limite de réduction du volume de l'hydrogène et, sous ce volume solide, sa densité relativement à l'eau, pourrait être déterminée de la manière suivante :

$$0^{m^3},0007026 : 0^{m^3},001 = 0^{kil.},1171 : p\ ;$$

d'où $p = 0^{kil.},1667$.

p étant le poids du litre d'hydrogène, sa densité, dans les conditions adoptées, serait les 0,1667 de celle de l'eau.

Si de semblables résultats ne sont pas tout à fait exacts, ils sont au moins possibles et l'on ne peut les rejeter à priori. Si l'on arrivait un jour à mettre le principe en complète évidence et à déterminer avec une rigoureuse exactitude, les bases expérimentales de semblables considérations, on aurait fait un pas dans la connaissance de la nature intime des corps, qui est encore si peu avancée.

DE LA DÉTENTE DES VAPEURS.

La détente des vapeurs peut s'effectuer dans des conditions très variées, mais nous ne l'examinerons que dans les cas qui intéressent spécialement les machines à vapeur.

Nous avons vu (page 71 et suivantes du 1er volume), à propos de la détente des gaz permanents supposés parfaits, que toutes les fois qu'un tel gaz se détendait *adiabatiquement*, le travail extérieur transmis pouvait être évalué à l'aide des équations :

$$T_e = \frac{PV}{K-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{K-1}\right\} \qquad (A)$$

ou

$$T_e = \frac{PV}{K-1}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right\} \qquad (B).$$

K représentant le rapport 1,41 de la capacité calorifique C_p du gaz sous tension constante, à sa capacité calorifique C_v sous volume constant ;

PV le travail potentiel de ce gaz avant la détente ;

et P'V' son travail potentiel après cette détente.

Ces expressions dérivaient du rapport constant

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^K \quad \text{ou} \quad \frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^K$$

qui devait exister pendant la détente entre les tensions du gaz et les volumes correspondants.

En élevant successivement les deux membres de ce rapport à la puissance $\frac{1}{K}$ puis à la puissance $K - 1$, on obtenait :

$$\left(\frac{P'}{P}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{V}{V'}\right)^{K-1};$$

d'où l'équivalence des deux valeurs ci-dessus du travail extérieur T_e.

En suivant attentivement le raisonnement qui a conduit au résultat représenté par les équations (A) et (B), on peut constater que ce résultat est indépendant des valeurs absolues de C_p et de C_v dont le rapport $\frac{C_p}{C_v} = K$ avait la valeur particulière 1,41 dans le cas particulier dont il s'agissait, et que si un autre gaz permanent, doué de capacités calorifiques C_p et C_v dont le rapport $\frac{C_p}{C_v}$ aurait une autre valeur m différente de $K = 1,41$, se détendait *adiabatiquement*, son travail extérieur pourrait être également déterminé par les expressions (A) et (B) en y substituant tout simplement le nouveau rapport m au rapport K.

Ces expressions se présenteraient alors sous la forme plus générale

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right\} \qquad (C)$$

et

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right\} \qquad (D)$$

et correspondraient au rapport

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^m$$

entre les tensions et les volumes pendant la détente.

D'autre part, quand une vapeur, à partir d'un état initial PV, se détend dans des conditions telles que sa tension, pendant l'accroissement de volume, baisse exactement suivant la même loi que celle d'un gaz permanent qui se détend adiabatiquement à partir du même état initial PV, il est évident qu'elle doit produire le même travail extérieur pour la même valeur de la détente.

Il suffira donc, pour trouver ce travail à détente de la vapeur, de le supposer remplacé par le travail à détente adiabatique d'un gaz permanent *fictif* doué de capacités calorifiques C_p et C_v, telles que le rapport de ces capacités soit égal à m.

Cette valeur de m doit avoir été préalablement déterminée par des considérations spéciales appliquées aux conditions particulières de détente, adoptées pour la vapeur.

Ainsi, quand on a déterminé par des considérations quelconques, la loi qui relie la tension au volume pendant la détente d'une vapeur dans des conditions assignées d'avance, ou la valeur de m dans le rapport :

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^m \quad \text{ou} \quad \frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^m,$$

on peut trouver, à l'aide des équations (C) ou (D), le travail extérieur, ou qui serait transmis à un piston, par cette vapeur, qu'elle se condense en partie ou non, qu'elle se surchauffe ou non, pendant la détente et qu'elle reçoive, ou non, de la chaleur venant de l'extérieur pendant l'opération. Il suffit que la loi qui relie la tension au volume pendant la détente, soit connue; les autres circonstances sont sans influence.

On voit, d'après cela, que le seul obstacle que l'on puisse rencontrer dans le calcul du travail absolu que produit la détente des vapeurs, dans diverses conditions, consiste dans la difficulté de déterminer la valeur de m dans chacune de ces conditions.

Nous allons essayer de résoudre ce problème dans quelques cas importants au point de vue de la science des machines à vapeur.

1er Cas.

Détente d'une masse constante de vapeur d'eau qui reste saturée pendant l'opération.

La table fondamentale contient tous les éléments nécessaires pour déterminer la valeur de m, dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^m,$$

puisqu'elle donne, au moins jusqu'à la limite qui intéresse l'application, les tensions successives et les volumes correspondants d'une masse constante de vapeur d'eau, pesant 1kil..

Il suffit de comparer les tensions aux volumes correspondants, pour un grand nombre de tensions différentes. Si, dans toutes ces comparaisons, on trouve le même rapport entre ces tensions et ces volumes, c'est que l'on aura trouvé le rapport constant qui les relie, ou la valeur de m dans l'expression ci-dessus. Il

faut observer que l'emploi de cette méthode qui est purem empirique, ne peut conduire à des résultats toujours ide ques, parce que les bases de cette recherche ne sont p déterminées avec une rigueur mathématique ; mais lorsque résultats successifs ne diffèrent que de quelques millièmes peut considérer le résultat moyen comme représentant la lo phénomène avec une exactitude suffisante pour les applicati

Pour trouver la valeur de m correspondant aux donnée la table fondamentale, il faut modifier l'expression ci-de en prenant les logarithmes des deux membres. Elle fou alors :

$$\log. \frac{P}{P'} = m \log. \frac{V'}{V};$$

d'où

$$m = \frac{\log. \frac{P}{P'}}{\log. \frac{V'}{V}}.$$

Comparons par exemple les volumes aux tensions à 6^{atm} à $3^{atm.}$.

La table fondamentale donne $V = 0^{m3},306$ pour $6^{atm.}$ =

et $V' = 0^{m3},587$ pour $3^{atm.}$ =

Il vient alors $\frac{P}{P'} = \frac{6}{3} = 2$, et $\frac{V'}{V} = \frac{0,587}{0,306} = 1,918$,

d'où

$$m = \frac{\log. 2}{\log. 1,918} = 1,064.$$

Nous avons inséré dans un tableau ci-contre, les résul d'une série de comparaisons semblables de diverses tens de $1^{kil.}$ de vapeur saturée, aux volumes correspondants.

Les deux premières colonnes sont extraites de la table damentale.

La première série de ces comparaisons donne les valeurs c pour la vapeur à $8^{atm.}$ et sous le volume correspondant 0^{m3}, comparée aux vapeurs sous les tensions décroissantes de 7 à $0^{atm.},50$ et sous les volumes qui correspondent à ces sions.

$$m = \frac{\log. \frac{P}{P'}}{\log. \frac{V'}{V}},$$

Pression en atmosphères.	Volume de 1 kil. de vapeur saturée.	à partir de 8 atm. valeurs de $\frac{P}{P'}$.	à partir de 8 atm. valeurs de $\frac{V'}{V}$.	Valeurs de m à partir de 8 atm.	à partir de 6 atm. valeurs de $\frac{P}{P'}$.	à partir de 6 atm. valeurs de $\frac{V'}{V}$.	Valeurs de m à partir de 6 atm.	à partir de 3 atm. valeurs de $\frac{P}{P'}$.	à partir de 3 atm. valeurs de $\frac{V'}{V}$.	Valeurs de m à partir de 3 atm.
				M			N			O
8	$0^{m3}.233$	"	"	"						
7	0,264	1,143	1,133	1,070						
6	0,306	1,333	1,308	1,070	"	"	"			
5	0.313	1,600	1,551	1,070	1,200	1,186	1,068			
4	0,448	2,000	1.914	1,067	1,500	1,457	1,064			
3	0,587	2,666	2,509	1,066	2,000	1,918	1,064	"	"	"
2	0,858	4,000	3,666	1,067	3,000	2,804	1,066	1,500	1,461	1,069
1	1,649	8,000	7,051	1,065	6,000	5,389	1,063	3,000	2,810	1,064
0,50	3,171	16,000	13,551	1,064	12,000	10,362	1,063	6,000	5,402	1,062

Moyenne générale 1,065.

La deuxième série a pris pour point de départ, la tension de $6^{atm.}$ sous le volume $0^{m},306$, à laquelle on a comparé les tensions décroissantes jusqu'à $0^{atm.},50$ et les volumes qui leur correspondent.

La troisième série comprend les résultats de la comparaison des tensions et volumes de la vapeur au-dessous de $3^{atm.}$, à la tension et au volume de la vapeur à $3^{atm.}$.

Les valeurs de m, pour toutes ces comparaisons, sont insérées dans les colonnes M, N et O.

On voit, à l'inspection de ces derniers résultats, que si les valeurs de m ne sont point rigoureusement égales pour toutes les comparaisons d'une tension et du volume correspondant, à une autre tension et au volume qui lui correspond, elles sont bien près de l'être, et l'on ne peut s'empêcher de reconnaître dans la presque concordance de ces valeurs, l'existence d'une importante loi naturelle dont l'expression très approximative serait le rapport

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,065},$$

1,065 étant la moyenne des valeurs de m ainsi déterminées.

Les équations (C) et (D) deviendront, pour ce cas particulier de la détente des vapeurs d'eau,

$$T_e = \frac{PV}{0,065}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{0,061}\right\} = \frac{PV}{0,065}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,065}\right\}.$$

M. Zeuner donne pour valeur de m, 1,0646 au lieu de 1,065 que nous avons trouvé ci-dessus. Les équations (C) et (D) deviendraient dans ce cas :

$$T_e = \frac{PV}{0,0646}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{0,0607}\right\} = \frac{PV}{0,0646}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,0646}\right\},$$

mais la différence entre cette équation et la précédente, est insignifiante.

Application. — Déterminer le travail absolu qui serait transmis à un piston par la détente de $1^{kil.}$ de vapeur à $6^{atm.}$ maintenu tout entier à l'état de vapeur saturée pendant l'opération, la détente s'effectuant jusqu'à la tension de $0^{atm.},50$.

L'équation ci-dessus donnera :

$$T_e = \frac{6^{atm.} \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 0^{m3},306}{0,065} \left\{ 1 - \left(\frac{0^{atm.},50}{6^{atm.}}\right)^{0,061} \right\} =$$

$$291867\ (1 - 0,8593) = 41065^{km.}$$

Une détente suivant la loi de Mariotte aurait fourni

$$T_e = PV \log. 12 \,.\, 2,3026 = 18971 \,.\, 2,48492 = 47142^{km.}$$

Entre les mêmes limites de tensions et pour le même volume initial, un gaz permanent se détendant adiabatiquement, aurait produit un travail.

$$T_e = \frac{PV}{0,41} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{12}\right)^{0,291} \right\} = \frac{18971}{0,41} (1 - 0,314) = 31742^{km.}.$$

Reprenons encore le cas particulier de détente de la vapeur d'eau que nous venons d'examiner et qui nous a fourni le travail de 41065 kilogrammètres.

En nous reportant à la table fondamentale, nous y trouvons que $1^{kil.}$ de vapeur à $6^{atm.}$ possède une température de 159°,22, que la chaleur nécessaire pour porter l'eau de 0° à 159°,22 est de $160^{cal.},938$, et la chaleur interne de $449^{cal.},457$;

total $610^{cal.},395$;

que, d'autre part, le même poids de vapeur à $0^{atm.},50$ possède une température de 81°,71, que la chaleur nécessaire pour porter l'eau de 0° à 81°,71, est de $82^{cal.},017$, et la chaleur interne de $510^{cal.},767$; total $592^{cal.},784$.

En adoptant l'opinion de M. Hirn qui est la plus rationnelle de toutes celles qui ont été proposées, c'est-à-dire en admettant que l'eau contient la même quantité de *chaleur présente* à la même température, qu'elle soit à l'état liquide ou à l'état de vapeur, et que cette quantité de chaleur est de $0^{cal.},4$, par degré de température, le surplus de la chaleur qui élève la température d'un kil. d'eau liquide, de 1° centigrade, devant être considéré comme neutralisé par les résistances internes à la désagrégation qui est le prélude de la vaporisation visible, en adoptant, disons-nous, cette opinion, on trouve :

chaleur présente dans la vapeur à $6^{atm.}$,

$$159°,22 \,.\, 0^{cal.},4 = 63,688 \text{ calories} ;$$

chaleur présente dans la vapeur à $0^{atm.},50$,

$$81^{\circ},71 \,.\, 0,4 = 32,684 \text{ calories.}$$

Différence des chaleurs présentes avant et après la détente suivant le mode que nous avons adopté,

$$63,688 - 32,684 = 31,004 \text{ calories.}$$

Si l'on voulait considérer comme chaleur disponible la chaleur totale du liquide et la chaleur qui a servi à vaincre les résistances internes, suivant l'ancienne opinion, on aurait :

chaleur disponible à $6^{atm.}$	610,395 calories,
chaleur disponible à $0^{atm.},50$	592,784 »
différence	17,611 »

Quant à la chaleur externe, il n'y a plus de contestations sur sa disparition dans les deux cas.

D'un autre côté, nous avons trouvé que la détente suivant le mode adopté, produisait un travail de $41065^{km.}$ qui a occasionné la disparition de

$$\frac{41065}{425} = 96,623 \text{ calories.}$$

Il a donc fallu fournir à la vapeur, par un moyen quelconque extérieur de réchauffement, une quantité de chaleur égale à

$$96,623 - 31,004 = 65,619 \text{ calories}$$

suivant la nouvelle théorie de M. Hirn, pour empêcher la condensation d'une partie de cette vapeur pendant la détente et, suivant l'autre hypothèse, une quantité de chaleur égale à

$$96,623 - 17,611 = 79,012 \text{ calories.}$$

Dans les deux hypothèses, il faut réchauffer la vapeur pendant sa détente, à l'aide d'une source extérieure de chaleur, pour empêcher une certaine condensation de se produire, et cette chaleur doit être introduite de façon à empêcher cette condensation sans produire de surchauffe en aucun instant, pour obtenir la loi de détente que nous avons adoptée.

On arrive au même résultat pour toute détente de vapeur sèche depuis une tension quelconque jusqu'à une autre tension également quelconque, et l'on peut tirer de là la conséquence suivante :

Sans l'intervention d'une certaine quantité de chaleur externe, la vapeur saturée sèche doit se condenser en plus ou moins grande proportion et d'une manière continue, pendant la détente.

Une considération spéciale sur la variation de la chaleur interne pendant la détente, qui sera exposée plus loin, ne fera que corroborer cette conclusion.

2me Cas.

Quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur pour se détendre adiabatiquement suivant la loi adoptée ci-dessus et sans l'intervention d'une chaleur externe.

Lorsque la vapeur saturée contient une certaine quantité d'eau liquide, cette eau a la même température qu'elle, et lorsque, par suite de la détente, la tension diminue, la température du liquide se trouve supérieure à celle qui correspond à la pression qu'il supporte, il se vaporise en plus ou moins grande quantité aux dépens de la chaleur de la partie qui ne se vaporise pas, et la température de celle-ci baisse de façon qu'elle reste, à chaque instant, à la température qui correspond à la tension qui règne dans la capacité où l'opération s'effectue.

D'un autre côté, la vapeur qui se détend et qui se refroidit sous l'action du travail qu'elle produit, se condense partiellement en tous les points de sa masse, par suite de ce refroidissement qui est plus rapide que celui qui lui permettrait de rester toute entière à l'état gazeux, comme nous l'avons démontré ci-dessus.

C'est grâce à ce double phénomène de vaporisation et de condensation simultanées et presque instantanées, que le mélange d'eau et de vapeur peut conserver partout la même température malgré le peu de durée habituelle de la détente. Sans la vaporisation de l'eau, elle ne perdrait que lentement sa température et se refroidirait pendant la détente, moins vite que la vapeur.

Quand on veut maintenir dans le mélange une quantité d'eau liquide constante, il faut que les deux phénomènes contraires soient équivalents, c'est-à-dire, qu'il se vaporise constamment autant d'eau qu'il se condense de vapeur, et que la proportion

d'eau qui entre dans le mélange soit suffisante pour produire cet effet. S'il n'y en avait pas assez, il se condenserait plus de vapeur qu'il ne se vaporiserait d'eau, et s'il y en avait trop, il se vaporiserait plus d'eau qu'il ne se condenserait de vapeur.

C'est la quantité d'eau liquide qui doit entrer dans le mélange pour que la vaporisation et la condensation se compensent exactement, que nous allons chercher, et c'est évidemment dans ce cas, que la détente s'effectuera suivant la loi que nous avons supposée dans le chapitre précédent.

Avant d'aborder la solution de ce problème nous exposerons une considération dont nous aurions dû, à la rigueur, tenir compte dans la démonstration qui précède, d'une condensation continue pendant la détente d'une vapeur sèche, mais dont l'omission n'a pas été un obstacle à l'exactitude de la conclusion à laquelle nous sommes arrivés.

Lorsque de la vapeur se détend avec accompagnement de travail externe, sans se condenser et sans se surchauffer, par suite d'une application convenable de chaleur extérieure, la chaleur n'y est pas seulement neutralisée par le travail externe, elle l'est encore par une continuation du travail interne ou de désagrégation, depuis sa tension la plus élevée jusqu'à la plus basse.

La démonstration de ce fait repose sur le principe admis par les physiciens modernes, que si l'on prend un poids d'eau à une certaine température et qu'on le transforme en vapeur à la même température, la quantité de chaleur nécessaire pour produire la désagrégation du liquide, ou la chaleur interne, sera la même si l'eau est portée d'abord à une plus haute température, vaporisée sous cette dernière température, puis détendue jusqu'à la température primitive du liquide, que si l'on avait vaporisé ce liquide sous sa température initiale. Évidemment, dans les deux cas, la chaleur a dû surmonter les mêmes résistances de désagrégation et les surmonter le long du même chemin.

Supposons, par exemple, que l'on détende $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée sèche, de $6^{\text{atm.}}$ à $0^{\text{atm.}},50$, en la maintenant à l'état de saturation sans diminution de sa masse.

A $6^{atm.}$ ou à 159°,22, la chaleur qu'il a fallu appliquer au kil. d'eau pris à 0°, pour le porter à 159°,22, puis pour surmonter les résistances internes pendant sa vaporisation sous cette tension, est, d'après la table fondamentale, de

$$160^{cal.},938 + 449,457.$$

A $0^{atm.}$,50 ou à 81°,71, la chaleur appliquée à la production des mêmes résultats, est de

$$82^{cal.},017 + 510,767.$$

En portant le kil. d'eau de 81°,71 à 159°,22, on a dépensé 160,938 — 82,017 = 78,921 calories qui ont servi, partie à élever la température de l'eau, partie à commencer l'œuvre de désagrégation. Or, d'après M. Hirn, la quantité effective de chaleur qui produit un accroissement de température de 1° dans ce liquide, ou même dans sa vapeur, n'est que de $0^{cal.}$,4. Il résulte de là que la quantité de chaleur produisant l'accroissement de température de 81°,17 à 159°,22, a été de

$$(159°,22 - 81°,71)\ 0^{cal.},4 = 31^{cal.},004,$$

et que le travail interne a consommé :

$$78^{cal.},921 - 31^{cal.},004 = 47,917 \text{ calories.}$$

Pour achever la transformation du kil. d'eau à 159°,22 en vapeur à $6^{atm.}$, il a fallu $449^{cal.}$,457 appliquées aux résistances internes ; donc celle-ci ont neutralisé en totalité :

$$449,457 + 47,917 = 497,374 \text{ calories.}$$

D'après les données rappelées ci-dessus, pour transformer en vapeur à $0^{atm.}$,50, le même kil. d'eau pris à 81°,71, le travail interne consomme 510,767 calories. Le surcroît de désagrégation qui résulte de la dilatation de la vapeur de $6^{atm.}$ à $0^{atm.}$,50 exigera donc la consommation de

$$510,767 - 497,374 = 13,393 \text{ calories.}$$

Il faudra subvenir à cette dépense de chaleur en même temps qu'à celle qui correspond au travail externe que produit la détente.

D'un autre côté, dans le double phénomène de vaporisation et de condensation équivalentes, qui s'accomplit pendant la détente suivant la loi que nous avons adoptée, la quantité d'eau

qui se vaporise à chaque instant aux dépens de la chaleur de la partie qui reste liquide, lui emprunte la chaleur consommée par les résistances internes à sa vaporisation et par les résistances externes, puisqu'il y a production de travail externe pendant l'opération ; tandis que la portion équivalente de vapeur qui se condense sans diminution correspondante de volume, ne restitue, par sa condensation, que la quantité de chaleur qui avait été appliquée au travail interne de désagrégation. Il en résulte que la condensation ne restitue pas à la masse liquide toute la chaleur qui lui avait été empruntée pour la vaporisation, et qu'il se produit dans cette masse un abaissement continu de température dont la loi est déterminée par celle qui préside à l'abaissement de la tension pendant la détente.

A la fin de cette détente, la température du liquide dont la masse a été maintenue constante, au moins nous le supposons, sauf à le vérifier plus tard, est celle qui correspond à la tension finale de la vapeur, et la quantité de chaleur émise par cette masse liquide constante est la même que s'il n'y avait eu ni vaporisation ni condensation, et qu'elle eût simplement passé de la température initiale à la température finale.

Dans cet abaissement de température, la chaleur émise se compose évidemment de celle qui correspond à la *chaleur présente abandonnée* pour produire l'abaissement de température, plus celle qui est reproduite par le travail interne d'agrégation et qui avait été neutralisée par le travail interne de désagrégation partielle qui s'était produit entre les températures extrêmes ; ce qui signifie que la chaleur émise est égale à la différence des chaleurs totales du liquide aux deux températures extrêmes.

Dans le cas qui nous occupe, la chaleur totale de $1^{kil.}$ de liquide à 159°,22 est de $160^{cal.},938$, et à 81°,71, elle n'est que de $82^{cal.},017$; chaque kil. d'eau liquide mélangée à la vapeur, fournira donc, pendant la détente de $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$,

$$160,938 - 82,017 = 78,921 \text{ calories.}$$

Dans l'application que nous avons faite un peu plus haut, de la formule :

$$T_e = \frac{PV}{0,065} \left\{ 1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{0,061.} \right\}$$

à la détermination du travail absolu externe produit par la détente de $1^{kil.}$ de vapeur, de $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$, suivant la loi correspondante à une masse constante de vapeur saturée, nous avons trouvé :

$$T_e = 41065^{km.}.$$

Ce travail externe comporte une perte de chaleur égale à

$$\frac{41065}{425} = 96,623 \text{ calories.}$$

On peut maintenant, à l'aide de ces résultats préliminaires, calculer la quantité d'eau liquide qui doit être mélangée à $1^{kil.}$ de vapeur à $6^{atm.}$, pour que ce kil. se retrouve tout entier à l'état de vapeur à la fin d'une détente adiabatique jusqu'à $0^{atm.},50$.

La quantité de travail interne et externe qui s'est produit pendant la détente, a occasionné une perte de chaleur de

$$96^{cal.},623 + 13^{cal.},393 = 110,016 \text{ calories.}$$

Le kil. de vapeur qui était primitivement à la température de 159°,22, s'est abaissé à la température de 81°,71, en perdant

$$159,22 - 81,71 = 77°,51.$$

Cet abaissement de température correspond à une perte de chaleur de

$$77°,51 \,.\, 0^{cal.},4 = 31,004 \text{ calories,}$$

qui ont été appliquées au travail interne et externe de $110^{cal.},016$; de sorte que l'eau liquide n'a dû fournir que :

$$110,016 - 31,004 = 79,012 \text{ calories ;}$$

et comme chaque kil. d'eau liquide en peut fournir 78,921, le poids d'eau qui devra être mélangé au kil. de vapeur, sera de

$$\frac{79,012}{78,921} = 1^{kil.},001.$$

Tel est le poids d'eau qui devrait se trouver dans $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $6^{\text{atm.}}$ pour qu'après une détente adiabatique jusqu'à $0^{\text{atm.}},50$, il n'y eût point de vapeur condensée et que le rapport entre les tensions et les volumes, aux deux limites de la détente, fût :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,065.};$$

mais nous ignorons si ce rapport est resté le même pendant toute la durée de cette détente.

Pour nous en informer, nous avons calculé, identiquement par la même méthode, la quantité d'eau qui devrait être mélangée, à $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $8^{\text{atm.}}$ pour le maintenir tout entier à l'état de vapeur saturée pendant une série de détentes adiabatiques de $8^{\text{atm.}}$ à $7^{\text{atm.}}$, de $8^{\text{atm.}}$ à $6^{\text{atm.}}$ et finalement de $8^{\text{atm.}}$ à $0^{\text{atm.}}0,50$,

Nous rapportons les résultats de ces calculs dans le tableau ci-joint.

Les quatre premières colonnes renferment les valeurs connues extraites de la table fondamentale.

La cinquième indique les travaux produits par la détente depuis la tension initiale de $8^{\text{atm.}}$ jusqu'aux diverses tensions indiquées dans la première colonne. Ces travaux ont été déterminés par l'expression :

$$T_e = \frac{PV}{0,065}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{0,061.}\right\}.$$

La sixième renferme les quantités de chaleur neutralisées par les résistances externes pendant ces détentes successives.

La septième, les quantités de chaleur neutralisées par les résistances internes dans la détente de $8^{\text{atm.}}$ à la tension indiquée dans la 1re colonne. Ces chiffres ont été déterminés par la méthode qui nous a fourni précédemment la neutralisation de $13^{\text{cal.}},393$ dans la détente de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur de $6^{\text{atm.}}$ à $0^{\text{atm.}},50$.

La huitième colonne contient les sommes des chaleurs neutralisées, indiquées dans les colonnes 7 et 6.

La neuvième indique la chaleur fournie par la vapeur qui

Pression en atmosphères. 1	Température en degrés centig. 2	Chaleur de l'eau, en calories. 3	Chaleur interne de vaporisation, en calories. 4	Travail externe de la détente, en *k. m.* 5	Chaleur neutralisée par le travail externe, en calories. 6	Chaleur supplémentaire interne neutralisée par la détente, en calories 7	Chaleur totale neutralisée par les résistances internes et externes, en calories. 8	Chaleur rendue par la vapeur qui baisse de température pendant la détente, en calories. 9	Chaleur que doit fournir l'eau liquide, en calories. 10	Chaleur fournie par kil. d'eau liquide, en calories. 11	Poids d'eau liquide qui doit être mélangée à 1 kil. de vapeur à 8 atm. en kil. 12
8	170°,81	172cal.,888	440,289	"	"	"	"	"	"	"	"
7	165°,34	167,243	444,616	2379km.	5cal.,586	0cal.,870	6cal.,456	2cal.,188	4cal.,268	5cal.,645	0kil.,756
6	159°,22	160,938	449,457	5154	12,127	1,854	13,981	4,636	9,345	11,950	0,782
5	152°,22	153,741	454,994	8412	19,793	2,986	22,779	7,428	15,341	19,147	0,801
4	144°,00	145,310	461,496	12262	28,851	4,353	33,204	10,724	22,580	27,578	0,819
3	133°,91	134,989	469,477	17208	40,489	6,049	46,538	14,760	31,778	37,899	0,838
2	120°,60	121,417	480,005	24021	56,520	8,329	64,849	20,084	44,765	51,471	0,869
1	100°,00	100,500	496,300	35276	83,000	11,947	94,947	28,324	66,623	72,388	0,917
0,50	81°,70	82,017	510,767	46087	108,440	15,247	123,247	35,640	88,047	90,871	0 969

baisse de température pendant la détente, sans cesser de rester à l'état de vapeur saturée.

La dixième contient les différences des chiffres rappelés dans la 9e et la 8e.

Enfin, la douzième renferme le poids d'eau liquide que doit contenir la vapeur à la tension initiale de $8^{atm.}$, pour qu'après une détente jusqu'à la tension indiquée dans la 1re colonne, les tensions et les volumes soient dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,065}.$$

Ces chiffres ont été déterminés en divisant ceux de la 10e colonne par ceux de la onzième.

On voit à l'inspection de ce tableau : 1° que la quantité d'eau liquide qui doit être mélangée à la vapeur saturée, pour obtenir le rapport des volumes aux tensions que nous venons de rappeler, est à peu près la même de $8^{atm.}$ à $0^{atm.},50$ et de $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$ ($0^{kil.},969$ dans le 1er cas et $1^{kil.},001$ dans le second ; différence 0,032 kilogramme) ; 2° que cette quantité d'eau est d'autant plus faible que la détente est moins prolongée.

Entre les limites extrêmes des tensions adoptées dans le tableau et qui sont, à peu près, les limites dont on ne sort pas dans les applications, la quantité d'eau liquide nécessaire pour que la vapeur se détende suivant la loi que nous avons assignée pour les deux tensions limites adoptées, varie d'environ $\frac{1}{5}$, depuis la plus petite détente jusqu'à la plus prolongée.

Il en resulte :

1° Que si $1^{kil.}$ de vapeur à $8^{atm.}$, contenant $0^{kil.},969$ d'eau liquide, se détendait adiabatiquement jusqu'à $0^{atm.},50$, la quantité d'eau qu'il renfermerait serait, pendant toute la détente, supérieure à celle qui est nécessaire pour maintenir le rapport donné entre la tension et le volume, et que, pendant cette détente, la tension resterait légèrement supérieure à celle qui correspond à ce rapport ; la quantité de vapeur en travail serait augmentée par une vaporisation plus abondante que la

condensation pendant une grande partie de l'opération et l'on ne retrouverait les quantités de vapeur et d'eau liquide, initiales, qu'à la fin de la détente ;

2° Que si la quantité d'eau liquide initiale, n'était que de $0^{kil.},782$, cette quantité d'eau ne se retrouverait dans le mélange, qu'à la tension de $6^{atm.}$, pendant la détente. Qu'avant cette tension, il se serait vaporisé plus d'eau qu'il ne se serait condensé de vapeur, de façon que la tension, de $8^{atm.}$ à $6^{amt.}$, se serait maintenue au-dessus de la tension correspondante à la loi donnée ; puis, qu'au-delà de $6^{atm.}$, la quantité d'eau liquide eût été insuffisante pour maintenir la tension suivant cette loi et qu'elle serait restée inférieure, pendant tout le reste de la détente, à la tension correspondante à cette même loi.

On ne peut donc obtenir de la détente adiabatique d'un mélange d'eau et de vapeur, la loi de variation des tensions correspondantes aux volumes, qui s'applique à la détente d'une masse constante de vapeur saturée ; on n'obtient, par cette détente adiabatique, que des résultats se rapprochant plus ou moins de cette loi suivant que la détente est plus ou moins prolongée. L'expression :

$$T_e = \frac{PV}{0,065} \left\{ 1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{0,061.} \right\},$$

qui s'applique à ce mode de détente ne peut donc fournir que des résultats approximatifs. Pour qu'elle fût applicable à une détermination exacte du travail, il faudrait que la chaleur que l'eau liquide fournit à la vapeur qui se détend, fût communiquée à celle-ci, suivant une autre loi que celle qui correspond à la vaporisation du liquide sous la tension décroissante qui pèse sur sa surface.

On pourrait cependant, pour certaines applications qui n'exigent pas une très grande précision, adopter cette expression du travail pour les cas où la quantité d'eau liquide mélangée à la vapeur est une moyenne entre les quantités que nous venons de déterminer ; c'est-à-dire pour les cas où cette quantité d'un liquide serait de $0^{kil.},850$ à $0^{kil.},900$ par kil. de vapeur saturée ; les résultats que l'on obtiendrait ainsi ne

seraient pas trop éloignés de la vérité pour les tensions initiales et les valeurs de détente généralement adoptées dans les applications industrielles.

3e Cas.

Quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur saturée, pour que sa détente adiabatique s'effectue, plus ou moins exactement, suivant la loi de Mariotte.

Pour que la vapeur se détende suivant la loi de Mariotte, en suivant la courbe isothermique, il faut que les tensions varient en raison inverse des volumes. Or, dans le cas que nous venons d'examiner, celui de la détente d'une masse constante de vapeur saturée, la tension diminue plus rapidement que le volume n'augmente; de sorte qu'il est indispensable pour maintenir la loi de Mariotte, abstraction faite de la température qui ne reste pas constante, d'ajouter sans cesse une certaine quantité de vapeur à celle qui existait avant la détente.

Dans ce dernier cas, c'est une partie de l'eau mélangée à la vapeur dès le début de l'opération et qui reste liquide jusqu'à la fin, qui doit fournir, en même temps, la chaleur qui empêche la condensation de la vapeur primitive et la chaleur qui vaporise l'autre partie, pour compléter la masse de vapeur nécessaire au maintien de la loi de Mariotte.

Dans ces nouvelles conditions de détente, il se produit, comme dans le second cas que nous venons d'examiner, une vaporisation et une condensation simultanées et pour la même raison, mais la vaporisation est plus considérable que la condensation. Il faudra donc que la vapeur, avant la détente adiabatique, contienne plus d'eau liquide que dans le cas précédent, pour réaliser plus ou moins exactement la nouvelle loi de détente que nous venons d'adopter.

D'après ce nouveau mode de détente, la masse initiale de vapeur est maintenue à l'état de vapeur pendant toute la détente, et si celle-ci s'effectue entre les mêmes limites de tension que dans l'hypothèse précédente, il est clair qu'il faudra emprunter au liquide la même quantité de chaleur que dans cette dernière hypothèse pour empêcher sa condensation tout

en subvenant à la consommation des résistances internes et externes.

Cette masse initiale de vapeur, isolée de la nouvelle vapeur qui est formée à chaque instant dans le nouveau mode que nous adoptons, produira aussi le même travail entre les mêmes limites de tension, que si la masse supplémentaire qui croît, à chaque instant, n'existait pas.

On pourra donc calculer comme précédemment la quantité de chaleur qu'il faudra emprunter à la partie de l'eau qui reste liquide, pour maintenir cette masse initiale de vapeur à l'état de gaz saturé pendant toute la détente.

Quant à la quantité de chaleur que la même partie du liquide doit transmettre à l'autre partie qui se vaporise progressivement pour accroître d'une manière continue la masse de vapeur qui subsiste à l'état gazeux, à la fin de la détente, elle peut être déterminée à l'aide des considérations suivantes :

Quand une masse donnée de liquide à une certaine température et soumise à une source extérieure de chaleur, se vaporise sous cette température et sous la tension correspondante, puis se détend sans condensation jusqu'à une tension et à une température inférieures, la *chaleur présente* dans cette vapeur à la température finale est égale à celle que possédait le liquide qui l'a fournie lorsqu'il était à la même température.

Il résulte de là que toute la chaleur qui a été communiquée à cette masse liquide, au-delà de la température que possède sa vapeur après la détente, a servi à surmonter une partie des résistances internes et externes auxquelles elle a été soumise pendant toute l'opération.

D'un autre côté, la quantité de chaleur consommée par les résistances internes, quand le liquide est pris à la température finale et vaporisé sous température constante, ou sous la tension correspondante, doit être la même que celle qui serait consommée par les mêmes résistances si le liquide était d'abord porté de cette température finale à une température plus élevée, vaporisé sous cette nouvelle température, puis détendu jusqu'à son retour à la température finale, ou à la tension correspondante, puisque, dans les deux cas, l'œuvre de désa-

grégation moléculaire qui constitue la résistance interne, a été exactement la même, les espaces intermoléculaires ayant passé de la même valeur initiale à la même valeur finale.

Il est clair, d'après cela, que lorsqu'une masse liquide à une certaine température, est vaporisée à l'aide d'une source extérieure de chaleur, puis détendue sans condensation jusqu'à une tension ou à une température inférieures, toute la chaleur que cette masse liquide a reçue pour passer, avant sa vaporisation visible, de la température finale que doit posséder sa vapeur, à la température à laquelle cette vapeur a été formée, a servi, conjointement avec la chaleur externe, à surmonter les résistances internes et externes qui se sont manifestées pendant l'opération, et que la chaleur appliquée aux résistances internes peut être déterminée *à priori* à l'aide de la table fondamentale qui donne la chaleur interne de cette masse de vapeur formée sous la tension et à la température finales, constantes.

Pour rendre ces considérations plus intelligibles encore, nous allons les appliquer à un exemple numérique.

Supposons que l'on ait $1^{kil.}$ d'eau à la température de 159°,22 qui correspond à $6^{atm.}$ et qu'on le transforme, par vaporisation et détente, à l'aide d'une source extérieure de chaleur, en vapeur saturée à $1^{atm.}$ ou à la température de 100°.

A 100° la vapeur ne contient pas plus de chaleur présente que le kil. d'eau à la même température.

Si l'eau a été prise à 0° la chaleur qu'elle a exigée pour arriver à 100° est, d'après la table fondamentale, de $100^{cal.},500$.

Pour passer de 100° à 159°,22, la chaleur du liquide à cette dernière température étant de $160^{cal.},938$, il faudra appliquer au kil. d'eau,

$$160^{cal.},938 - 100^{cal.},500 = 60,438 \text{ calories.}$$

D'autre part, les résistances internes correspondantes à la vaporisation de $1^{kil.}$ d'eau à la température constante de 100°, ou sous la tension constante de $1^{atm.}$, sont, d'après la table fondamentale, de 496,300 calories.

Les $60^{cal.},438$ viendront donc en aide à la source externe de chaleur pour subvenir à la consommation des résistances

internes qui s'élève à $496^{cal.},300$ et à la consommation des résistances externes qui se seront manifestées pendant l'opération. Cette dernière consommation sera égale au travail externe transmis, divisé par 425 kilogrammètres.

Nous pouvons maintenant, à l'aide de ces résultats, rechercher la quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur d'eau saturée, pour que sa détente adiabatique s'effectue, au moins approximativement, suivant la loi des volumes inversement proportionnels aux tensions, ou suivant la courbe isothermique.

Nous adopterons pour cette recherche, les conditions que nous avons déjà adoptées pour l'examen de la loi de détente d'une masse constante de vapeur saturée contenant une certaine quantité d'eau liquide, c'est-à-dire une tension initiale de $8^{atm.}$ et nous chercherons la quantité d'eau à la température de $170^{\circ},81$ qui est celle de la vapeur à $8^{atm.}$, que doit contenir $1^{kil.}$ de cette vapeur, pour que les tensions soient inversement proportionnelles aux volumes, quand la détente est poussée successivement jusqu'à $7^{atm.}$, $6^{atm.}$, $5^{atm.}$ et, finalement, jusqu'à $0^{atm.},50$.

Tous les résultats obtenus pour chacune de ces hypothèses de détente sont consignés dans le tableau ci-joint et nous exposerons la marche suivie pour obtenir l'un quelconque d'entr'eux ; les autres ont été obtenus par la même méthode.

Choisissons la détente de $8^{atm.}$ à $4^{atm.}$, par exemple, en y appliquant les principes qui ont été exposés dans l'étude du cas de détente qui précède.

A $8^{atm.}$, la température de la vapeur est de $170^{\circ},81$.

La chaleur reçue par le liquide supposé pris à 0°, qui l'a fournie, et avant sa vaporisation, est de $172^{cal.},888$.

A $4^{atm.}$, la température et la chaleur du liquide sont respectivement de $144^{\circ},00$ et de $145^{cal.},310$.

La différence des chaleurs du liquide aux deux tensions, est de $172,888 - 145,310 = 27,578$ calories.

La quantité de chaleur présente émise par $1^{kil.}$ de vapeur pris à $8^{atm.}$ et détendu jusqu'à $4^{atm.}$ est donc de

$$(170^{\circ},81 - 144^{\circ},00)\ 0^{cal.},4 = 10^{cal.},724.$$

Pressions en atmosphères.	Températures de la vapeur.	Chaleur du liquide par kil.	Chaleur émise par kil. de liquide en se refroidissant.	Chaleur interne de vaporisation.	Volumes de 1 kil. de vapeur.	Volume occupé par la vapeur à la fin de la détente.	Volume de vapeur supplémentaire formée.	Poids du volume de vapeur supplémentaire.	Travail de la détente
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
		cal.		cal.	m³				
8	170°,81	172,888	"	440,289	0,2329	"	"	"	
			cal.			m³	m³	kil.	
7	165°,34	167,243	5,645	444,616	0,2642	0,2662	0,0020	0,00757	
6	159°,22	160,938	11,950	449,457	0,3054	0,3105	0,0051	0,01642	
5	152°,22	153,741	19,147	454,994	0,3626	0,3724	0,0098	0,02702	
4	144°,00	145,310	27,578	461,496	0,4474	0,4658	0,0184	0,04104	
3	133°,91	134,989	37,899	469,477	0,5864	0,6211	0,0347	0,05918	
2	120°,60	121,417	51,471	480,005	0,8588	0,9316	0,0728	0,08477	
1	100°,00	100,500	72,388	496,300	1,6494	1,8632	0,2138	0,12963	
0,50	81°,70	82,017	90,871	510,767	3,1705	3,7264	0,5559	0,17533	

Sur les 27$^{cal.}$,578, il y a donc :

$$27,578 - 10,724 = 16^{cal.},854,$$

qui ont été appliquées aux résistances internes avant la vaporisation visible du kil. de vapeur à 8$^{atm.}$.

Pour compléter la vaporisation de ce kil. de vapeur, d'après la table fondamentale, il faut appliquer aux résistances internes, 440$^{cal.}$,289 ; de sorte que ces résistances internes comptées depuis la température de 144°,00 que le liquide a possédée avant 170°,81, ont absorbé :

$$16,854 + 440,289 = 457,143 \text{ calories.}$$

	Chaleur émise par le kil. de vapeur initiale.	Chaleur émise par la vapeur supplémentaire.	Chaleur émise par les deux catégories de vapeur.	Chaleur consommée par les résistances internes du kil. de vapeur initiale.	Chaleur consommée par les résistances internes de la vapeur supplémentaire.	Chaleur totale consommée par les résistances internes.	Chaleur totale que doit fournir l'eau restée liquide.	Quantité d'eau qui doit rester liquide.	Quantité totale d'eau que doit contenir la vapeur initiale.
	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.	kil.	kil.
7	2,164	0,043	2,207	0,846	3,366	4,212	8,0497	1,426	1,43357
2	4,636	0,196	4,832	1,854	7,380	9,234	17,4302	1,458	1,47442
5	7,436	0,517	7,953	2,986	12,285	15,271	28,5015	1,489	1,51602
5	10,724	1,132	11,856	4,353	18 940	23,293	42,7246	1,5481	1,58914
2	14,760	2,243	17,003	6,049	27,784	33,833	61,2582	1,616	1,67518
3	20,064	4,363	24,427	8,329	40,689	49,018	87,3863	1,697	1,78177
3	28,324	9,384	37,708	11,947	64.335	76,282	132,7693	1,834	1,96363
0	35,644	15,932	51,576	15,267	89,553	104 820	178,8440	1,968	2,14300

Mais la chaleur interne pour la vaporisation du kil. d'eau à 144°,00 est, d'après la table fondamentale, de

$$461^{\text{cal.}},496\ ;$$

donc, dans la détente du kil. de vapeur de $8^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$, sans variation de masse, les résistances internes ont consommé :

$$461,496 - 457,143 = 4,353 \text{ calories.}$$

Ainsi, en considérant isolément, dans le mélange de vapeur et d'eau qui se détend de $8^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$, le kil. de vapeur initiale, nous trouvons :

1° Que ses résistances internes, pendant la détente, ont consommé : 4,353 calories ;

2° Que sa chaleur présente abandonnée pendant la détente et appliquée aux résistances de toute nature, est de

$$10,724 \text{ calories.}$$

Quant à la chaleur consommée par le travail externe de ce kil. de vapeur considéré isolément, nous en tiendrons compte plus loin, en même temps que de la chaleur externe du supplément de vapeur qui doit se former pendant la détente, pour que celle-ci s'effectue suivant la loi isothermique.

D'autre part, le volume de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à $4^{\text{atm.}}$ est, d'après la table fondamentale, de $0^{\text{m}^3},4474$.

Celui de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à $8^{\text{amt.}}$ est de $0^{\text{m}^3},2329$.

D'après la loi isothermique, le volume occupé par la vapeur à $4^{\text{atm.}}$, doit être double du volume qu'elle occupait à $8^{\text{atm.}}$, c'est-à-dire égal à

$$0^{\text{m}^3},2329 \,.\, 2 = 0^{\text{m}^3},4658.$$

Il faut donc, pour que la vapeur à $4^{\text{atm.}}$ occupe ce dernier volume, qu'il s'en soit formé aux dépens de l'eau liquide, un volume de

$$0,4658 - 0,4474 = 0,0184 \text{ mètre cube.}$$

Le poids de 1^{m^3} de vapeur à $4^{\text{atm.}}$ étant de $2^{\text{kil.}},2303$, celui de cette vapeur supplémentaire, sera de

$$2^{\text{kil.}},2303 \,.\, 0^{\text{m}^3},0184 = 0^{\text{kil.}},04104.$$

Le kil. de vapeur à $4^{\text{atm.}}$ consomme en chaleur interne, d'après la table fondamentale, 461,496 calories ; mais comme il est formé avec de l'eau à la température initiale de 170°,81, et que cette eau a exigé, pour passer de la température de 144°,00 qui correspond à $4^{\text{atm.}}$ à la température de 170°,81, une dépense de chaleur égale à la différence des chaleurs du liquide à ces deux températures, c'est-à-dire égale à

$$172^{\text{cal.}},888 - 145^{\text{cal.}},310 = 27,578 \text{ calories,}$$

ces $27^{\text{cal.}},578$ pourront être appliquées en même temps que la chaleur externe, aux résistances internes qui exigent 461,496 calories et aux résistances externes dont le travail sera déterminé tout à l'heure.

Comme au lieu de $1^{kil.}$ de vapeur, nous n'en avons, dans le cas dont il s'agit, que $0^{kil.},04104$, la quantité de chaleur qui viendra en aide à la chaleur qu'il faudra emprunter à l'eau liquide, ne sera que de

$$27,578 \,.\, 0^{kil.},04104 = 1^{cal.},1318.$$

D'un autre côté, la chaleur interne pour ce dernier poids de vapeur, en observant qu'elle est de $461^{cal.},496$ pour $1^{kil.}$, ne sera que de

$$461,496 \,.\, 0^{kil.},04104 = 18,940 \text{ calories.}$$

Enfin si l'on calcule par la formule isothermique, le travail externe fourni pendant la détente par le kil. de vapeur initiale et par la vapeur supplémentaire progressivement formée pendant l'opération, nous trouvons :

$$PV \,.\, 2,3026 \,.\, \log.\, 2 =$$

$$8^{atm.} . 10333^{kil.} \,.\, 0^{m^3},2329 \,.\, 2,3026 \,.\, \log.\, 2 = 13344^{km.} \,.$$

$0^{m^3},2329$ est le volume de la vapeur à $8^{atm.}$ avant la détente.

Ce travail correspond à une perte de chaleur de

$$\frac{13344}{425} = 31,397 \text{ calories.}$$

En récapitulant tous ces résultats, on trouve :

Chaleur appliquée aux résistances internes de la vapeur initiale,	$4^{cal.},353$
Chaleur appliquée aux résistances internes de la vapeur formée pendant la détente,	$18,^{cal.}940$
Chaleur appliquée aux résistances externes des deux catégories de vapeur,	$31^{cal.},397$
Total. . .	$54^{cal.},580$

A défalquer :

Chaleur présente émise par le kil. de vapeur initiale,	$10^{cal.},724$
Chaleur présente émise par la vapeur supplémentaire,	$1^{cal.},132$
Total. . .	$11^{cal.},856$

Chaleur que doit fournir la partie de l'eau qui reste à l'état liquide pendant toute l'opération :

$$54,580 - 11,856 = 42,724 \text{ calories.}$$

L'eau qui reste liquide avait, au début de la détente, une température de 170°,81 et avait reçu comme chaleur du liquide, $172^{\text{cal.}},888$.

A la fin de la détente, elle n'a plus que la température de 144°,00 et la chaleur du liquide de $145^{\text{cal.}},310$.

Elle émet donc, en passant de 170°,81 à 144°,00, une quantité de chaleur exactement égale à celle qu'avait consommée l'opération inverse ; soit :

$$172,888 - 145,310 = 27^{\text{cal.}},578 \text{ par kil. ;}$$

de sorte que la quantité d'eau qui devra rester à l'état liquide, après la détente, sera de

$$\frac{42^{\text{cal.}},724}{27^{\text{cal.}},578} = 1^{\text{kil.}}5481,$$

qui, réunis aux $0^{\text{kil.}},04104$ qui se sont vaporisés pendant la détente, formeront un total de

$$1^{\text{kil.}},58914,$$

que la vapeur devait contenir avant la détente, pour que la tension, après doublement de volume initial, fût la moitié de la tension primitive, suivant la loi de détente isothermique.

Les résultats consignés dans la colonne 20 du tableau démontrent qu'il est impossible d'obtenir une détente adiabatique suivant la loi isothermique, d'un mélange de vapeur et d'eau en proportions définies. La quantité d'eau qui doit être mélangée à la vapeur pour que les tensions et les volumes, au commencement et à la fin de la détente, soient dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \frac{V'}{V},$$

qui constitue la loi de Mariotte, est d'autant plus considérable que la détente est plus prolongée.

Si, dans l'exemple que nous avons adopté et qui comprend à peu près tous les cas de la pratique, on mélange au kil. de vapeur à $8^{atm.}$, $2^{kil.},143$ d'eau liquide à la même température, la courbe des tensions se tiendra constamment au-dessus de la courbe isothermique jusqu'au point où elle la rencontrera ; c'est-à-dire, lorsque la tension se sera abaissée à $0^{atm.},50$.

Si on ne mélange à ce kil. de vapeur que $1^{kil.},444$ d'eau liquide, la courbe des tensions sera indéfiniment au-dessous de la courbe isothermique.

Si le poids d'eau mélangée à cette vapeur était de $1^{kil.},675$, la courbe des tensions se tiendrait au-dessus de la courbe isothermique, depuis $8^{atm.}$ jusqu'à $3^{atm.}$, puis elle passerait au-dessous pour y rester indéfiniment.

On peut encore, à l'aide de ce tableau, trouver la quantité d'eau qui réaliserait la loi de Mariotte pour le commencement et la fin d'une détente à partir de l'une quelconque des tensions qui y sont indiquées.

Supposons, par exemple, qu'il s'agisse de trouver la quantité d'eau qui devrait être mélangée à $1^{kil.}$ de vapeur à $4^{atm.}$ pour qu'après une détente jusqu'à $0^{atm.},50$ les tensions fussent inversement proportionnelles aux volumes, au commencement et à la fin de la détente.

D'après le tableau, lorsque la tension est de $4^{atm.}$ il faut $2^{kil.},143$ d'eau liquide pour réaliser la loi de Mariotte à l'instant où la tension est devenue de $0^{atm.},50$, mais ce poids est relatif à un poids de vapeur supérieur à $1^{kil.}$, puisque depuis $8^{atm.}$ jusqu'à $4^{atm.}$, il y a eu, d'après la colonne 9, $0^{kil.},04104$ d'eau vaporisée. Il en résulte que puisque $2^{kil.},143$ ont pu obliger $1^{kil.},04104$ de vapeur initiale à $4^{atm.}$, à se comporter suivant la loi isothermique lorsque la tension est devenue de $0^{atm.},50$, il suffira, pour obliger $1^{kil.}$ de vapeur à se détendre suivant la même loi, d'y mélanger :

$$2^{kil.},143 \frac{1}{1,04104} = 2^{kil.},058$$

d'eau liquide à la température correspondante à 4^{atm}.

Donc, pour détendre, jusqu'à la même limite inférieure, $1^{kil.}$

de vapeur saturée, de façon à réaliser la loi isothermique pour le commencement et la fin de la détente, la quantité d'eau liquide qui doit être mélangée à la vapeur, est d'autant plus faible que la tension initiale est moins élevée.

Pour obtenir d'un mélange d'eau et de vapeur, une détente suivant la loi isothermique à toutes les époques de l'opération, l'eau liquide ne devrait être introduite que progressivement dans la capacité où s'effectuerait cette détente, de façon qu'à chaque instant la nouvelle quantité de liquide introduite fût exactement celle qui est capable de relever la tension qui s'abaisserait sans elle, de la quantité nécessaire pour réaliser cette loi isothermique.

4e Cas.

Détente adiabatique de la vapeur d'eau saturée, en contact avec une quantité d'eau indéfinie.

D'après ce que nous avons dit précédemment, la tension de la vapeur contenant de l'eau liquide à la même température qu'elle, se maintient pendant la détente à un degré d'autant plus élevé que la quantité de liquide est plus considérable.

Lorsque cette quantité de liquide est infinie, la quantité d'eau qui se vaporise quand la tension qui pèse sur elle, diminue d'une quantité infiniment petite, n'enlève au liquide restant qu'une quantité de chaleur finie incapable de faire baisser sa température ; de sorte que la température du liquide demeurant constante, tout accroissement de volume de la vapeur provoquera la vaporisation d'une nouvelle quantité d'eau et la vapeur ainsi formée sous température et, par conséquent, sous tension constante, sera toujours produite en quantité correspondante à l'accroissement de volume de la capacité qui la contient.

Au lieu de supposer la vapeur en contact avec une quantité infinie de liquide auquel on peut emprunter continuellement de la chaleur sans faire baisser sa température, on peut la supposer en contact avec une quantité finie d'eau à laquelle on restitue constamment : 1° la chaleur qu'elle abandonne à la partie d'elle-même qui se vaporise, de manière à maintenir sa

température constante, et 2°, une quantité de liquide égale à celle qui s'est vaporisée.

Il est clair que l'on obtiendra les mêmes résultats dans les deux hypothèses.

La deuxième est celle qui est réalisée dans les machines à vapeur ordinaires, pendant la période de travail sous pression constante, la capacité dans laquelle s'effectue la détente sous tension constante du mélange d'eau et de vapeur se compose de la chaudière, du cylindre et du tuyau qui les met en communication. La capacité s'agrandit par le mouvement du piston dans le cylindre, une partie du liquide se vaporise pour remplir cet accroissement de volume, l'eau vaporisée est remplacée par la pompe alimentaire de la chaudière, et la chaleur nécessaire pour maintenir à la même température l'eau que renfermait cette chaudière et l'eau qui vient d'y être introduite, est fournie par le foyer.

Explosions des chaudières. — Les explosions de chaudières ne sont qu'un cas accidentel de détente adiabatique d'un mélange d'eau et de vapeur à la même température ; tous les désastres qu'elles occasionnent sont dus à la propriété que possède l'eau à une certaine température, de se vaporiser en plus ou moins grande quantité lorsque sa surface n'est soumise qu'à une tension inférieure à celle qui correspond à sa température, et cette vaporisation se fait avec une très grande rapidité jusqu'à l'époque où la température du liquide s'est abaissée jusqu'à la valeur correspondante à la pression qui agit sur sa surface.

Lorsque, pour une cause quelconque, une chaudière pleine d'eau et de vapeur à une haute température et à une tension correspondante plus élevée que la tension atmosphérique, vient à s'ouvrir, la vapeur déjà formée se détend brusquement, puis le liquide, qui avait été maintenu à une haute température par une tension plus élevée que la tension atmosphérique, se trouvant soustrait à cette tension, se vaporise en partie aux dépens de sa propre chaleur et cette vaporisation s'effectue, presque instantanément, en quantité telle que la température de la partie de l'eau restée liquide s'abaisse jusqu'à la limite corres-

pondante à la tension qui pèse sur elle. Si la chaudière était placée dans une pièce entièrement fermée, et capable de résister à une tension intérieure assez considérable, il s'établirait dans cette pièce une pression moins grande que celle qui existait dans la chaudière, mais supérieure à la pression atmosphérique extérieure, et la partie de l'eau restée liquide prendrait la température correspondante à la tension qui se serait établie dans la chambre de cette chaudière.

Comme cette dernière tension, selon que nous le démontrerons tout à l'heure, est généralement plus grande que celle que les constructions ordinaires peuvent supporter sans être renversées, l'explosion de la chaudière est suivie, de très près, de l'explosion de la chambre elle-même et l'eau liquide s'abaisse jusqu'à la température d'environ 100° par vaporisation d'une nouvelle partie d'elle-même, après la première vaporisation due à l'ouverture de la chaudière.

Lorsque la chambre de la chaudière est ouverte, ou lorsque cette chaudière est placée en-dehors des bâtiments, l'explosion fait baisser directement la température de l'eau restée liquide jusqu'à 100° et produit une vaporisation correspondante.

Pour donner une idée de la dangereuse puissance de cette vaporisation presqu'instantanée qui s'effectue lors de l'explosion d'une chaudière, nous étudierons ces effets dans un cas particulier.

Supposons qu'une chaudière fonctionnant à $6^{atm.}$ absolues ou à $5^{atm.}$ au-dessus de la pression atmosphérique, contienne 15 mètres cubes d'eau et vienne à s'ouvrir brusquement dans une chambre parfaitement close et capable de résister à une pression effective de $1^{atm.}$ de dedans en dehors, et cherchons la capacité que devrait avoir cette chambre pour que l'explosion de la chaudière n'y établît que cette tension de $1^{atm.}$ au-dessus de la pression atmosphérique extérieure.

Nous négligerons la part qui revient à la vapeur déjà formée, au-dessus de la surface du liquide, dans les effets de l'explosion ; parce que cette part est peu importante en comparaison de l'énorme vaporisation qui va se produire presque instantanément.

L'eau qui fournit de la vapeur à $6^{\text{amt.}}$ possède la température de 159°,22 d'après M. Regnault, et lorsqu'elle ne sera plus soumise qu'à une pression de $2^{\text{atm.}}$, elle prendra brusquement la température de 120°,60 qui correspond à cette tension. Cet abaissement rapide de température dans la partie de la masse liquide qui ne se vaporisera pas, résultera de l'abandon de toute la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser l'autre partie qui a passé presque instantanément à l'état gazeux.

La chaudière contenant $15{,}000^{\text{kil.}}$ d'eau, la partie qui restera liquide, en désignant par p le poids de l'autre partie qui se vaporisera, pèsera

$$15000^{\text{kil.}} - p.$$

La chaleur nécessaire pour porter $1^{\text{kil.}}$ d'eau de 0° à 159°,22, est de

$$160^{\text{cal.}},938\ ;$$

la chaleur nécessaire pour le porter à 120°,60, est de

$$121^{\text{cal.}},417\ ;$$

chaque kil. d'eau, en passant de 159°,22 à 120°,60, abandonnera donc

$$160^{\text{cal.}},938 - 121^{\text{cal.}},417 = 39^{\text{cal.}},521,$$

soit, pour toute la partie de l'eau qui restera liquide, une quantité de chaleur égale à

$$(15000^{\text{kil.}} - p)\ 39,\ 521 \text{ calories},$$

qui seront appliquées à la vaporisation de l'autre partie.

D'autre part, la chambre de la chaudière, avant l'explosion, était remplie d'air à la pression atmosphérique et à une température que nous supposerons de 20°.

Il suffira donc, pour satisfaire à la condition du problème que nous avons posée, que la chambre de la chaudière soit assez grande pour que la totalité de la vapeur brusquement formée, constitue avec l'air que cette chambre contenait, un mélange dont la tension totale soit de $2^{\text{atm.}}$ absolues. Mais pour déterminer la part de l'air dans cette tension totale, il faut

connaître la température à laquelle il sera élevé par son contact avec la vapeur.

Pour éviter les difficultés considérables inhérentes à la recherche de cette température, nous supposerons *à priori* que celle du mélange sera de 100° centigrades et nous prouverons plus tard que cette température est un minimum, mais que la température effective ne la dépassera pas beaucoup.

Dans une capacité fermée, la tension d'un volume quelconque d'air à 20° et à la pression atmosphérique devient, quand on l'élève à 100°,

$$1^{\text{atm.}} \frac{273+100}{273+20} = 1^{\text{atm.}},273;$$

la vapeur devra donc se trouver, dans le mélange, à la tension de $2^{\text{atm.}} - 1^{\text{atm.}},273 = 0^{\text{atm.}},727$, pour compléter les deux atmosphères absolues qui doivent exister dans la chambre immédiatement après l'explosion.

L'existence de cette vapeur à $0^{\text{atm.}},727$ en contact avec un liquide qui possède la température correspondante à $2^{\text{atm.}}$, n'a rien d'incompatible avec la nature des deux fluides. En effet il suffit que la pression qui pèse sur le liquide soit de $2^{\text{atm.}}$ pour le maintenir à la température correspondante à cette tension, en supprimant toute vaporisation nouvelle et en ne laissant de possible qu'une évaporation lente si le gaz qui le comprime n'est pas saturé. Cette suppression brusque de la vaporisation proprement dite doit se reproduire, que la pression provienne d'une vapeur à $2^{\text{atm.}}$ agissant seule, ou qu'elle provienne d'un mélange d'air et de vapeur à la même tension ; nous avons vu que, dans ce cas, les tensions des deux fluides mélangés, s'ajoutent.

Pour la vapeur à la tension de $0^{\text{atm.}}727$, la table fondamentale fournit, très approximativement, les données suivantes :

Poids de 1^{m^3} de vapeur	$0^{\text{kil.}},447$
Volume de $1^{\text{kil.}}$ de la même vapeur . . .	$2^{\text{m}^3},236$
Température de cette vapeur	$91^{\circ},11$
Chaleur du liquide . . . . . , .	$91^{\text{cal.}},604$
Chaleur interne.	$503^{\text{cal.}},253$
Chaleur externe.	$39^{\text{cal.}},463$

La formation de $1^{kil.}$ de cette vapeur avec un kil. d'eau qui possède déjà la température de $159^{\circ},22$ qui correspond à $6^{atm.}$ et qui a déjà reçu une quantité de chaleur égale à $160^{cal.},938$, exige l'application d'une quantité de chaleur supplémentaire égale à celle qui complétera la chaleur totale que le kil. d'eau, pris à zéro degré, exige pour être transformé en vapeur à $0^{atm.},727$ avec production de travail interne et externe, car dans le cas dont il s'agit, la pression qui pesait sur le liquide faisait obstacle à sa vaporisation et devait être vaincue pour que celle-ci pût s'effectuer.

Laissons, pour un instant, la chaleur externe que le liquide qui ne se vaporise pas, doit fournir à celui qui se vaporise, parce que le travail externe se produit ici dans des conditions particulières, la capacité dans laquelle il s'effectue demeurant constante et ne le transmettant point au dehors. Nous examinerons cette question un peu plus loin.

D'après les résultats rappelés ci-dessus, la somme des chaleurs du liquide et interne de $1^{kil.}$ de vapeur à $0^{atm.},727$ est égale à

$$91,604 + 503,253 = 594,857 \text{ calories.}$$

Le liquide qui a servi à former cette vapeur avait déjà reçu, d'après ce que nous avons dit, $160^{cal.}938$; il suffira donc qu'il emprunte au liquide qui ne se vaporise pas

$$594,857 - 160,938 = 433,919 \text{ calories}$$

pour compléter ce qu'il lui manquait pour surmonter les résistances internes.

Quant à la chaleur qu'il a empruntée pour surmonter les résistances externes sans transmission de travail au dehors de la chambre de la chaudière, elle a produit des effets assez complexes :

Pendant la durée, très courte, de la vaporisation, les parties du liquide qui ont été successivement réduites en vapeur, n'ont trouvé d'autre obstacle à leur transformation en gaz que l'air et la vapeur déjà formée dont le mélange a passé rapidement de la tension de $1^{atm.}$, à la tension de $2^{atm.}$, de sorte que la tension de formation de cette vapeur a varié entre les mêmes limites pour arriver finalement, par détente, à la tension de

$0^{atm.}727$; mais la compression ou le travail transmis à la résistance externe opposée à la vaporisation, a dû reproduire exactement la quantité de chaleur qui avait donné naissance à ce travail, puisqu'aucune partie de celui-ci n'a été transmis au dehors. Il en résulte évidemment que cette chaleur a été appliquée à l'élévation de la température de l'air et aussi, comme nous allons le démontrer, à l'élévation de température de la vapeur à $0^{atm.},727$ qui s'est trouvée finalement surchauffée. Nous avons supposé a priori que la température commune aux deux fluides mélangés, après l'explosion, était de 100° centigrades. Les résistances externes à la vaporisation ayant varié de $1^{atm.}$ au début, à $2^{atm.}$ à la fin de l'opération, la chaleur externe pour l'ensemble de cette opération a dû rester comprise entre les chaleurs externes correspondantes à ces deux tensions.

D'après la table fondamentale, la chaleur externe :

à $1^{atm.}$ est de $40^{cal.},200$,

à $2^{atm.}$ elle est de $41^{cal.},861$.

On peut admettre, pour toute l'opération, une chaleur externe moyenne de 41 calories par kil. de vapeur formée, et comme les résistances internes, d'après ce que nous avons dit ci-dessus, exigent une dépense supplémentaire de $433^{cal.},919$, la chaleur totale qu'il faudra emprunter au liquide qui ne se vaporise pas, pour compléter la vaporisation de celui qui prend presque instantanément la forme gazeuse, s'élève à

$$433,919 + 41 = 474,919 \text{ calories,}$$

par kil. de vapeur formée.

A l'aide des résultats acquis ci-dessus, on peut maintenant calculer le poids p d'eau qui sera brusquement vaporisée.

Ce poids exigera une quantité de chaleur égale à

$$474,919 \,.\, p \text{ calories.}$$

Le poids d'eau qui restera liquide fournira, comme nous l'avons dit :

$$(15000^{kil.} - p)\ 39^{cal.},521\ ;$$

d'où l'équation :

$$(15000 - p)\ 39,521 = 474,919 \,.\, p \text{ et } p = 1152 \text{ kilogrammes.}$$

Cette vapeur à la tension finale de $0^{atm.},727$ occupe un volume de $2^{m^3},236$ par kil. lorsqu'elle est saturée ; soit un volume total de

$$2^{m^3},236 \,.\, 1152^{kil.} = 2576 \text{ mètres cubes,}$$

pour toute l'eau brusquement vaporisée.

Mais nous avons supposé *à priori* que la température du mélange, après l'explosion, était de 100° centigrades, tandis que la température de la vapeur à $0^{atm.},727$ n'est que de 91°,11 ; il faut donc que la température de cette vapeur soit élevée de 8°,89 sous la même tension et qu'elle passe à l'état de vapeur surchauffée.

Le coefficient de dilatation de la vapeur à cette tension étant comme nous l'avons vu précédemment, d'environ 0,004, les 2576 mètres cubes en passant de 91°,11 à 100° sous tension constante, prendront un volume de

$$2576 \, \frac{1+0,004 \,.\, 100}{1+0,004 \,.\, 91,11} = 2643 \text{ mètres cubes.}$$

La chambre de la chaudière devrait donc avoir une capacité de 2643^{m^3}, dans les conditions de température finale que nous avons adoptées, pour qu'après l'explosion, il s'y établît brusquement une tension intérieure plus grande que la tension atmosphérique extérieure, de $10333^{kil.}$ par mètre carré.

Une chambre de 6^m de hauteur sur 6^m de largeur devrait avoir pour cela, une longueur de $73^m,416$.

Nous pouvons maintenant vérifier si l'hypothèse d'une température finale de 100° adoptée *à priori,* doit se vérifier plus ou moins approximativement.

Chaque kil. de vapeur formée, après avoir consommé 41 calories pour les résistances externes qui s'opposent à sa vaporisation, les restitue ou les reproduit intégralement, soit par compression du milieu fluide dans lequel il se répand, soit par anéantissement de la force vive dont il était animé en abandonnant le liquide, puisqu'aucune partie de ce travail n'est transmise au-dehors.

L'accroissement de température de l'air et de la vapeur se produira donc sous l'action de ce travail reconverti en chaleur.

Or, chaque mètre cube d'air à 20°, pèse sous la tension atmosphérique, en le supposant sec :

$$1^{\text{kil.}},293 \frac{273^\circ}{273^\circ+20^\circ} = 1^{\text{kil.}},2047.$$

Les 2643^{m^3} d'air à 20° pèseront donc 3184 kilogrammes, et ils exigeront pour passer de 20° à 100°, sous volume constant, une quantité de chaleur égale à

$$3184^{\text{kil.}} \,.\, 0^{\text{cal.}},1682\ (100^\circ - 20^\circ) = 42644 \text{ calories.}$$

D'autre part, les $1152^{\text{kil.}}$ de vapeur, pour passer de la température 91°,11 à la température 100°, en admettant la capacité calorifique $0^{\text{cal.}},4$, exigeront :

$$1152^{\text{kil.}} \,.\, 0^{\text{cal.}},4\ (100^\circ - 91^\circ,11) = 4096 \text{ calories.}$$

Soit une consommation totale de chaleur, égale à

$$42644 + 4096 = 46740 \text{ calories.}$$

Les $1152^{\text{kil.}}$ de vapeur en ont reproduit :

$$41^{\text{cal.}} \,.\, 1152^{\text{kil.}} = 47232^{\text{cal.}};$$

il en restera donc encore 492, pour élever la température du mélange de vapeur et d'air un peu au-dessus de 100°, mais il est inutile de pousser l'approximation plus loin.

On voit, d'après cela que, malgré la capacité considérable de la chambre de la chaudière, l'explosion y produirait une tension de 2 atmosphères absolues, et l'hypothèse que nous avons admise d'une construction de cette chambre assez solide pour résister à cette tension, est purement gratuite; en réalité les constructions ordinaires sont incapables de résister à de semblables pressions intérieures et l'explosion de la chaudière serait immédiatement suivie de l'explosion de la chambre elle-même. Après cette deuxième explosion, le liquide restant n'étant plus soumis qu'à la pression atmosphérique, baisserait brusquement de température jusqu'à 100° et une nouvelle partie de lui-même se transformerait en vapeur.

Les considérations précédentes pourraient également servir à déterminer la nouvelle portion du liquide qui se transformerait en vapeur par suite de la deuxième explosion, mais, dans l'application, les deux explosions se suivraient de si près que l'on pourrait les considérer comme simultanées et que la vaporisation totale correspondante aux deux, se produirait sans interruption, la seconde explosion ne faisant qu'aggraver les effets de la première.

Lorsque ces explosions se produisent dans des chambres ouvertes, la rapidité de la vaporisation spontanée et son importance, produisent dans l'atmosphère au point où elles se développent, un excédant considérable de tension qui ne peut disparaître que par l'écoulement des gaz dans le milieu environnant, mais qui peut durer assez longtemps pour produire encore des effets désastreux pour les constructions voisines. La vitesse considérable des gaz qui s'écoulent du milieu à tension plus élevée jusqu'à ce que l'équilibre des tensions se rétablisse, explique aussi le renversement de certaines constructions situées dans le voisinage du bâtiment qui renferme la chaudière.

L'unique cause des désastres causés par les explosions est donc l'énorme vaporisation qui se produit instantanément, à l'instant où la chaudière s'ouvre; la vapeur préexistante dans cette chaudière n'entre que pour une part insignifiante dans ces fâcheux effets qui sont d'autant plus redoutables, que la chaudière contient plus d'eau et fonctionne à plus haute tension ou à plus haute température.

5e Cas.

Détente adiabatique de la vapeur saturée sèche.

La vapeur est dite *sèche* quand elle ne contient point d'eau à l'état liquide.

Lorsqu'il a été question, précédemment, de la détente d'une masse constante de vapeur saturée, nous avons constaté que la masse de vapeur ne pouvait rester constante, sans l'application continue d'une certaine quantité de chaleur extérieure; de sorte que dans la détente adiabatique de la vapeur sèche,

il doit se produire une condensation continue, la chaleur extérieure nécessaire pour maintenir la totalité de la vapeur à l'état de saturation, faisant défaut dans ce cas.

Ce n'est pas qu'il n'y ait, dans cette détente, comme dans celles que nous avons examinées ci-dessus, une vaporisation continuelle du liquide qui se trouve mélangé à la vapeur dès le début de l'opération, après que l'œuvre de condensation a commencé à s'effectuer, mais la condensation est plus abondante que la vaporisation et la quantité proportionnelle de liquide que contient la vapeur, va en croissant jusqu'à la fin de la détente.

Il est clair que, dans de semblables conditions, la vapeur qui ne se condense pas, reste constamment saturée. Le travail extérieur T_e que la vapeur peut produire lorsqu'elle se détend suivant cette loi, peut encore être déterminé par l'expression générale $T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1}\right\}$;

Il suffit pour rendre cette expression applicable à cette détermination, de trouver la valeur de m dans le rapport :

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^m.$$

Un grand nombre de physiciens modernes se sont occupés de cette question et, par une très savante analyse des phénomènes de refroidissement et de condensation qui devaient s'accomplir sous l'action du travail, pendant ce mode particulier de détente, ils sont arrivés, après beaucoup de tâtonnements et d'hésitation, à une valeur de m égale à 1,135. Comme il n'est pas possible dans un ouvrage élémentaire de suivre la même marche pour déterminer la valeur de l'exposant m dans le rapport ci-dessus, nous suivrons une méthode inverse ; nous adopterons cette valeur 1,135 et nous démontrerons que si les tensions et les volumes varient suivant cette loi, et que le travail que produit la détente soit bien celui qui correspond à la quantité de chaleur qui a disparu pendant cette détente et qui ne se retrouve plus dans le mélange d'eau et de vapeur que l'on trouve à la fin de l'opération, ce travail sera bien celui qui

doit avoir été produit, parce qu'il est impossible qu'une quantité déterminée de chaleur puisse disparaître sans avoir produit le travail correspondant, que ce travail ait été, du reste, appliqué à des résistances externes ou à des résistances internes.

Nous avons consigné dans le tableau ci-joint, tous les résultats de cette vérification qui a été faite sans sortir des limites ordinaires de la pratique. Nous avons supposé qu'un kil. de vapeur à $8^{atm.}$ était successivement détendu adiabatiquement jusqu'à $7^{atm.}$, puis jusqu'à $6^{atm.}$ et finalement jusqu'à $0^{atm.},50$, et nous avons comparé la chaleur correspondante au travail produit pendant chacune de ces détentes, à la chaleur qui a disparu dans le mélange d'eau et de vapeur à la fin de l'opération. Il est clair que lorsque ces deux quantités de chaleur sont égales, c'est un signe certain que la formule à l'aide de laquelle le travail a été déterminé, fournit des résultats exacts.

Pour montrer comment tous les chiffres de ce tableau ont été calculés, nous exposerons la méthode que nous avons appliquée à l'un quelconque des cas qui y sont rappelés, par exemple au cas de détente du kil. de vapeur, de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$

Tous les autres cas de détente ont été traités exactement de la même manière.

Les colonnes 1, 2, 3, 4, 5 ne font que reproduire les chiffres de la table fondamentale, qui doivent nous servir dans cette étude.

Les chiffres contenus dans la colonne 6 représentent les volumes occupés par la vapeur à la fin de chaque détente : 1° dans le cas où la valeur de m serait égale à 1,135 ; 2° dans le cas où elle serait égale à 1,138.

Nous avons fait les calculs en adoptant successivement ces deux valeurs de m, parce que la valeur 1,135 nous a paru fournir des résultats moins exacts que la valeur 1,138 pour certaines détentes et plus exacts pour d'autres.

Le rapport $\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,135.}$, lorsque $P = 8^{atm.}$, et $V = 0^{m^3},2329$, donne, d'une manière générale :

$$\log. V' = 0,16272 - \frac{\log. P'}{1,135} ;$$

Pressions en atmosphères.*	Température de vaporisation en degrés cent.	Chaleur du liquide en calories.	Chaleur interne de la vapeur, en calor.	Volumes tabulaires de 1kil. de vapeur, en m^3.	Volumes occupés par la vapeur après la détente, en m^3.	Volumes de vapeur condensée.	Poids de vapeur condensée en kil.	Valeurs de $1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1}$ dans l'expression du travail.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
atm.		cal.	cal.	m^3				
8	170°,81	172,289	440,289	0,2329	"	"	"	"
					m^3	m^3	kil.	
7	165°,34	167,243	444,616	0,2642	0,2620 0,2618	0,0022 0,0024	0,0083 0,0090	0,0157 0,0159
6	159°,22	160,938	449,457	0,3054	0,3000 0,2998	0,0054 0,0056	0,0176 0,0183	0,0339 0,0346
5	152°,22	153,741	454,994	0,3626	0,3523 0,3520	0,0103 0,0106	0,0283 0,0292	0,0546 0,0554
4	144°,00	145,310	461,496	0,4474	0,4288 0,4283	0,0186 0,0191	0,0415 0,0426	0,0794 0,0805
3	133°,91	134,989	469,477	0,5864	0,5526 0,5515	0,0338 0,0349	0,0575 0,0595	0,1103 0,1121
2	120°,60	121,417	480,005	0,8588	0,7898 0,7875	0,0690 0,0713	0,0803 0,0829	0,1523 0,1547
1	100°,00	100,500	496,300	1,6494	1,4530 1,4481	0,1964 0,2013	0,1190 0,1219	0,2202 0,2220
atm. 0,5	81°,71	82,017	510,767	3,1705	2,6790 2,6630	0,4915 0,5075	0,1550 0,1600	0,2838 0,2854

pour la détente jusqu'à $3^{\text{atm.}}$ on a

$$\log. V' = 0,16272 - \frac{\log. 3}{1,135};$$

d'où $$V' = 0^{m^3},5526.$$

Lorsque l'on adopte le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,138},$$

de la détente, en kilogrammètres.	Chaleur consommée par le travail externe.	Chaleur consommée par le travail interne de la vapeur non condensée.	Chaleur consommée par le travail interne de la vapeur condensée.	Chaleur totale disparue dans la détente.	Chaleur présente restituée par la vapeur et l'eau.	Chaleur des résistances internes restituée par la condensation.	Chaleur totale restituée pendant la détente.
10	11	12	13	14	15	16	17
"	"	"	"	"	"	"	"
km.	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.	cal.
2239	5,268	0,861	0,0036	6,1326	2,188	3,684	5,872
2218	5,219	0,860	0,0039	6,0829	2,188	3,994	6,182
4834	11,374	1,821	0,0163	13,2113	4,636	7,877	12,493
4827	11,357	1,820	0,0170	13,1940	4,636	8,191	12,827
7786	18,320	2,909	0,0423	21,2713	7,436	12,791	20,227
7728	18,230	2,906	0,0437	21,1797	7,436	13,198	20,634
11323	26,642	4,172	0,0903	30,9043	10,724	18,971	29,695
11230	26,400	4,167	0,0927	30,6597	10,724	19,474	30,198
15729	37,010	5,701	0,1738	42,8848	14,760	26,821	41,581
15639	36,798	5,689	0,1799	42,6669	14,760	27,754	42,514
21719	51,103	7,760	0,3343	59,1973	20,084	37,875	57,159
21582	50,779	7,638	0,3452	58,7622	20,084	39,101	59,185
31403	73,889	10,525	0,7107	85,1247	28,324	57,638	85,962
30971	72,896	10,490	0,7280	84,1140	28,324	59,042	87,366
40472	95,228	12,884	1,1815	109,2935	35,640	76,805	112,445
39816	93,685	12,807	1,2197	108,3117	35,640	79,283	114,923

les mêmes opérations donnent :

$$\log. V' = 0,16079 - \frac{\log. P'}{1,138};$$

et pour $P' = 3^{\text{atm.}}$, $V' = 0^{\text{m}^3},5515$.

Tous les chiffres de cette colonne ont été calculés de cette façon et ils indiquent le volume exact qu'occupe la vapeur

après sa détente jusqu'à la tension indiquée dans la colonne 1. Ces volumes sont doubles pour chaque tension finale ; le premier est calculé dans l'hypothèse de $m = 1,135$ et le second dans l'hypothèse de $m = 1,138$.

La colonne 7 contient les différences entre les volumes occupés par la vapeur à la fin de la détente et les volumes qu'elle occuperait s'il ne s'en était condensé aucune parcelle.

Ainsi, à $8^{atm.}$, le volume de $1^{kil.}$ de vapeur $= 0^{m^3},2329$
à $3^{atm.}$, il est de $0^{m^3},5864$.

Mais d'après la loi qui lie les volumes aux tensions, le volume livré à la vapeur à $3^{atm.}$, n'est que de

$0^{m^3},5526$ pour $m = 1,135$

et de $0^{m^3},5515$ pour $m = 1,138$.

Il s'est donc condensé un volume de vapeur de

$0^{m^3},5864 - 0^{m^3},5526 = 0^{m^3},0338$ dans la première hypothèse,

et de $0^{m^3},5864 - 0^{m^3},5515 = 0^{m^3},0349$ dans la seconde.

Tous les chiffres de cette colonne ont été calculés de cette façon.

La colonne 8 contient le poids de vapeur qui a été condensée pendant chaque détente et dans chacune des deux hypothèses adoptées.

Pour trouver ces chiffres, il faut multiplier chaque volume de vapeur condensée, par le poids du mètre cube de cette vapeur, qui se trouve dans la table fondamentale.

Ainsi, après la détente de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$, il s'est condensé, suivant les hypothèses adoptées :

$0^{m^3},0338$,

ou $0^{m^3},0349$ de vapeur à $3^{atm.}$.

D'après la table fondamentale, le poids de 1^{m^3} de cette vapeur, est de $1^{kil.},7024$. Les poids de vapeur condensée dans les deux hypothèses, seront donc, respectivement :

$$1,7024 \,.\, 0,0338 = 0^{kil.},0575,$$

et

$$1,7024 \,.\, 0,0349 = 0^{kil.},0595.$$

Ces poids de vapeur condensée, après détente de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$, ne sont au fond, que les excédants de la condensation sur la vaporisation, car les deux phénomènes s'accomplissent simultanément, une partie de la vapeur condensée à une certaine température, redevenant de la vapeur quand la tension et la température de la vapeur qui ne s'est pas condensée, baissent.

Les chiffres contenus dans la colonne 9 n'ont aucune signification directe, ce ne sont que des parties des opérations numériques qui ont été effectuées pour trouver les valeurs du travail externe transmis pendant la détente.

La signification de ces chiffres sera indiquée tout à l'heure.

La colonne 10 contient les travaux externes produits par les détentes successives et dans les deux hypothèses adoptées.

Nous avons vu, plus haut, que le travail extérieur, lorsque la loi qui lie les tensions aux volumes peut être déterminée, a pour valeur :

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1}\right\}$$

Pour toutes ces détentes qui partent de la tension initiale de $8^{atm.}$ ou de $8 \,.\, 10333^{kil.}$ par mètre carré $= 82664$ kil., et du volume initial $0^{m^3},2329$, l'équation devient :

pour $m = 1,135$, $\quad T_e = 142610\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,135}\right\}$

pour $m = 1,138$, $\quad T_e = 139510\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,138}\right\}$.

D'un autre côté, le rapport

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^m$$ donne, en divisant les deux membres, par $\frac{V}{V'}$,

$$\left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1} = \frac{P'V'}{PV}.$$

La quantité entre parenthèses, dans les équations du travail, devient alors :

$$1 - \frac{P'V'}{PV},$$

et dans le cas de détente à partir de $8^{atm.}$, cette expression devient, en négligeant le facteur 10333 dans les valeurs de P et de P',

$$1 - \frac{P'V'}{PV} = 1 - \frac{P'V'}{8 \,.\, 0^{m^3},2329} = 1 - \frac{P'V'}{1,8632}.$$

C'est à l'aide de cette dernière expression qu'ont été calculées les valeurs inscrites dans la colonne 9 ; ainsi, dans l'exemple adopté d'une détente de $8^{atm.}$, à $3^{atm.}$,

on a $1 - \frac{3^{atm.}.0^{m^3},5526}{1,8632} = 0,1103$ pour $m = 1,135$,

et $1 - \frac{3^{atm.}.0^{m^3},5515}{1,8632} = 0,1121$ pour $m = 1,138$.

Les travaux, pour cette détente, sont alors

$T_e = 142610 \,.\, 0,1103 = 15729^{km.}$ pour $m = 1,135$

et $T_e = 139510 \,.\, 0,1121 = 15639^{km.}$ pour $m = 1,138$.

Tous ces travaux, pour les détentes successives, ont été calculés par la même méthode.

La colonne 11 contient les quantités de chaleur qui ont disparu sous l'action des travaux correspondants indiqués dans la colonne 10.

Après détente jusqu'à $3^{atm.}$, la chaleur disparue

est de $\frac{15729^{km.}}{425^{km.}} = 37^{cal.},010$ pour $m = 1,135$,

et de $\frac{15639^{km.}}{425^{km.}} = 36^{cal.},798$ pour $m = 1,138$.

Les chiffres contenus dans cette colonne 11 constituent la 1re partie de la chaleur qui disparaît pendant la détente, et il reste encore deux causes de disparition de chaleur que nous allons examiner.

Les colonnes 12 et 13 contiennent les quantités de chaleur qui ont été neutralisées par les résistances internes pendant la détente.

Ces résistances internes se décomposent ici en deux parties : celles de la vapeur qui ne s'est pas condensée pendant la détente, et celles de la vapeur qui s'est condensée aux diverses tensions comprises entre la tension initiale et la tension finale.

Commençons par les premières dans la détente du kil. de vapeur de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$:

D'après l'opinion de M. Hirn, que nous adoptons à cause des observations très rationnelles qu'il apporte à son appui, la chaleur qui produit l'accroissement de température de $1^{kil.}$ d'eau, qu'elle soit à l'état liquide ou à l'état gazeux, doit être, très approximativement, de $0^{cal.},4$ par degré centigrade ; toute la chaleur dépensée en plus pour élever sa température, serait appliquée à des résistances internes ou externes. On peut appeler *chaleur présente* cette quantité qui élève la température sans produire de travail capable de l'anéantir.

A $8^{atm.}$, d'après la table, la chaleur du liquide est de $172^{cal.},888$ et sa température de $170^{\circ},81$;

A $3^{atm.}$, la chaleur du liquide est de $134^{cal.},989$ et sa température de $133^{\circ},91$.

En passant de $3^{atm.}$ à $8^{atm.}$, la quantité de chaleur transmise au liquide et constituant l'accroissement de température, ce que nous nommons avec M. Hirn, la quantité de chaleur présente transmise, sera de

$$(170^{\circ},81 - 133^{\circ},91)\ 0^{cal.},4 = 14,760 \text{ calories.}$$

Comme le liquide en a effectivement reçu :

$$172^{cal.},888 - 134^{cal.},989 = 37^{cal.},899,$$

la quantité appliquée aux résistances internes dans cette élévation de température de $133^{\circ},91$ à $170^{\circ},81$, sera de

$$37,899 - 14,760 = 23,139 \text{ calories.}$$

D'autre part, une fois que la température de $170^{\circ},81$ est atteinte et que l'eau se vaporise sous la tension correspondante de $8^{atm.}$, les résistances internes consomment encore,

d'après la table, $440^{cal.},289$; donc de $3^{atm.}$ à $8^{atm.}$ après transformation complète de l'eau en vapeur sous cette dernière tension, les résistances internes ont consommé :

$$23^{cal.},139 + 440^{cal.},289 = 463^{cal.},428 ;$$

et comme les résistances internes à partir de la température correspondante à $3^{atm.}$, consomment une quantité de chaleur égale à $469^{cal.},477$, pour une vaporisation sous cette tension de $3^{atm.}$, il en résultera que les résistances internes, dans la dilatation de la vapeur de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$, consommeront un supplément de chaleur égal à

$$469^{cal.},477 - 463^{cal.},428 = 6^{cal.},049,$$

par kil. de vapeur détendue.

Dans le cas dont il s'agit, il s'est condensé $0^{kil.},0575$ ou $0^{kil.},0595$ de vapeur, pendant la détente de $8^{atm.}$ à $3^{atm.}$, suivant que l'on adopte 1,135 ou 1,138 pour valeur de m; il n'en reste donc, à la fin de la détente, que :

$1^{kil.} - 0,0575 = 0^{kil.},9425$ dans la 1re hypothèse et
$1^{kil.} - 0,0595 = 0^{kil.},9405$ dans la 2e.

La quantité de chaleur consommée par les résistances externes de cette vapeur qui ne s'est point condensée, s'élèvera par conséquent, suivant la valeur de m adoptée, à

$$6^{cal.},049 \,.\, 0^{kil.},9425 = 5,701 \text{ calories,}$$

ou $$6^{cal.},049 \,.\, 0,9405 = 5,689 \text{ calories.}$$

Tous les chiffres de la colonne 12 ont été calculés à l'aide des mêmes considérations.

Quant à la partie de la vapeur qui s'est condensée à des tensions variables entre $8^{atm.}$ et $3^{atm.}$, il est clair que celle qui s'est condensée à $8^{atm.}$ dès le début de la détente, n'a point consommé de chaleur supplémentaire pour ses résistances internes, mais celle qui ne s'est condensée qu'à $3^{atm.}$ à la fin de l'opération, a consommé $6^{cal.},049$ par kil., comme la vapeur qui ne s'est point condensée du tout.

Nous pouvons, sans grave erreur, adopter pour la totalité de la vapeur condensée, une consommation moyenne de $3^{cal.},0245$ par kil, pour les résistances internes surmontées pendant la

période de détente qu'elle a fournie; nous trouverons ainsi :

$$0^{kil.},0575 \,.\, 3^{cal.},0245 = 0^{cal.},1738 \text{ pour } m = 1,135, \text{ et}$$

$$0^{kil.},0595 \,.\, 3,0245 = 0^{cal.},1799 \text{ pour } m = 1,138.$$

Tous les chiffres contenus dans la colonne 13 ont été déterminés par le même procédé.

La colonne 14 contient simplement les sommes des quantités de chaleur consommées par les résistances internes et externes, pendant la détente dans chaque hypothèse. Ces sommes qui représentent chacune, la quantité totale de chaleur disparue dans la détente à laquelle elle correspond, résultent de l'addition des chiffres correspondants des colonnes 11, 12 et 13.

Les colonnes 15 et 16 contiennent les quantités de chaleur abandonnées ou fournies par la vapeur, pendant sa détente, pour subvenir aux consommations totales indiquées dans la colonne 14.

La chaleur qui subvient à toutes les consommations de la détente, est puisée à deux sources différentes.

En passant de la tension $8^{atm.}$ à la tension $3^{atm.}$, ou de la température 170°,81 à la température 133°,91, la vapeur abandonne toute sa chaleur présente au delà de 133°,91, et cette chaleur présente égale à

$$(170°,81 - 133°,91)\ 0^{cal.},4 = 14^{cal.},760 \text{ par kil.}$$

est restituée aussi bien par la partie de la vapeur qui s'est condensée que par la partie qui ne s'est point condensée ; donc la restitution effective s'élève, de ce chef, à $14^{cal.},760$ pour le kil. de vapeur soumis à la détente.

Tous les chiffres de la colonne 15 ont été calculés de cette façon.

L'autre source de chaleur, est la conversion en chaleur des résistances internes qui deviennent des puissances pendant la condensation et qui reproduisent la chaleur qu'elles avaient consommée en agissant comme résistances pendant la vaporisation.

La quantité de vapeur qui a restitué ainsi la chaleur correspondante à ses résistances internes, s'est condensée à des tensions différentes comprises entre $8^{atm.}$ et $3^{atm.}$, mais quelle que fût la tension de condensation de chacune des parcelles successivement réduites en eau, elles sont arrivées, toutes, à la température finale de $133^{\circ},91$ qui correspond à $3^{atm.}$.

Il est clair, d'après cela, que les parcelles qui se sont condensées à $8^{atm.}$ au début de l'opération, n'ont pu restituer que la chaleur consommée par les résistances internes depuis la température de $133^{\circ},91$ jusques après la vaporisation sous la tension de $8^{atm.}$, et nous avons trouvé ci-dessus, à propos des chiffres contenus dans les colonnes 12 et 13, que cette quantité de chaleur s'élevait à $463^{cal.},428$ par kil.

Quant aux parcelles qui se sont condensées à la fin de l'opération seulement, soit à $3^{atm.}$, elles ont restitué toute la chaleur interne correspondante à $3^{atm.}$, soit $469^{cal.},473$ par kil.

On peut admettre, sans grave erreur, que la totalité de la vapeur condensée, a restitué une quantité de chaleur moyenne entre ces deux limites extrêmes, soit

$$\frac{463,428 + 469,473}{2} = 466^{cal.},452 \text{ par kil.}$$

Comme le poids de vapeur qui s'est condensé pendant cette détente est de

$$0^{kil.},0575 \text{ pour } m = 1,135,$$

et

$$0^{kil.},0595 \text{ pour } m = 1,138,$$

les quantités correspondantes de chaleur restituées, seront

$$0^{kil.},0575 \,.\, 466,452 = 26^{cal.},821,$$

et

$$0^{kil.},0595 \,.\, 466,452 = 27^{cal.},754.$$

Tous les chiffres de la colonne 16 ont été calculés de cette façon.

La colonne 17 renferme les quantités totales de chaleur fournies par la vapeur pendant sa détente ; ces quantités résultent de l'addition des valeurs correspondantes rappelées dans les colonnes 15 et 16.

Les colonnes 14 et 17 renferment donc tous les résultats les plus importants de ces calculs.

De semblables calculs faits pour $1^{kil.}$ de vapeur saturée sèche, pris à la tension initiale de $4^{atm.}$ et détendu jusqu'à $1^{atm.}$, nous ont fourni les résultats suivants :

	Travail externe produit par la détente. en *k.m.*	Poids de vapeur condensée pendant la détente. en kil.	Chaleur consommée par le travail externe. en cal.	Chaleur consommée par le travail interne de la vapeur non condensée. en cal.	Chaleur consommée par le travail interne de la vapeur condensée. en cal.	Chaleur totale neutralisée pendant la détente. en cal.	Chaleur présente restituée. en cal.	Chaleur interne restituée par la condensation. en cal.	Chaleur totale fournie pendant la détente. en cal.
Pour $n=1,135$	20875	0,0802	49,118	6,985	0,304	56,407	17,600	39,498	57,098
Pour $n=1,138$	20783	0,0832	48,913	6,692	0,315	55,920	17,600	40,976	58,576

Si pendant la détente adiabatique de la vapeur d'eau saturée et sèche, la tension variait avec le volume, exactement suivant la loi

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^{1,135.} \text{ ou } \frac{P'}{P} = \left(\frac{V}{V'}\right)^{1,138.},$$

tous les calculs que nous venons de faire, en appliquant l'exposant qui représenterait la loi effective de variation, nous auraient fourni des quantités totales de chaleur neutralisées pendant la détente, égales aux quantités totales de chaleur dégagées pendant l'opération complète ; mais, comme on le voit, ces quantités de chaleur ne sont exactement égales ni avec l'un de ces exposants, ni avec l'autre. Tantôt, comme dans la détente de la vapeur prise à $8^{atm.}$, c'est l'exposant 1,138 qui fournit les résultats les plus voisins de l'égalité, pendant la période de $8^{atm.}$ à $2^{atm.}$, et l'exposant 1,135 qui paraît représenter le mieux

la loi de variation pendant le reste de la détente ; tantôt c'est ce dernier exposant qui paraît satisfaire le mieux à toutes les phases de la détente, comme dans l'exemple ci-dessus d'une détente de $4^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$.

Après beaucoup d'essais semblables et en prenant toujours pour bases de nos calculs, les valeurs consignées dans la table fondamentale, nous avons pu nous convaincre que la valeur de l'exposant qui satisfait le mieux, moyennement, à la condition de fournir un travail très approximativement correspondant à la chaleur qui a disparu dans la détente, et celle de 1,135 adoptée aujourd'hui par les mécaniciens.

C'est donc ce chiffre qu'il faut adopter et il donne pour travail absolu dû à la détente adiabatique de la vapeur d'eau saturée et sèche :

$$T_e = \frac{PV}{0,135} \left\{ 1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,135.} \right\}.$$

Nous avons vu, dans le cours de cet article, comment le volume V′ après la détente, peut être déterminé, et c'est lui qui, par comparaison avec le volume correspondant de la table fondamentale, donne le poids de vapeur condensée à une époque quelconque de l'opération.

La détente d'un fluide élastique étant exactement l'opération inverse de la compression, il en résulte que lorsqu'on soumet une vapeur saturée à la compression, il faudrait qu'elle contînt au commencement de l'opération une quantité d'eau plus ou moins considérable qui se réduirait en vapeur pendant la durée de cette opération, pour que l'ensemble de ces vapeurs demeurât à l'état de saturation. Si cette quantité préalable d'eau liquide mélangée à la vapeur n'existait pas, cette vapeur se surchaufferait pendant la compression.

La quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur pour rester à l'état de saturation pendant la compression jusqu'à une certaine tension, est exactement la même que celle qui se formerait par condensation si la vapeur prise séche, se détendait adiabatiquement entre les mêmes limites de tension. Cette eau liquide, pendant la compression, se vaporiserait toute entière ; puis elle redeviendrait liquide pendant la détente adiaba-

tique. Ces deux phénomènes contraires pourraient se reproduire indéfiniment, mais il faudrait adopter quelques mesures spéciales pour rendre la vaporisation de l'eau pendant la compression, aussi rapide que sa condensation pendant la détente, parce que le premier phénomène sous l'action d'une pression croissante ne se produirait qu'avec une extrême lenteur.

6e CAS.

Détente adiabatique d'un mélange de vapeur et d'eau, dans des proportions comprises entre $0^{kil.}$ *d'eau par kil. de vapeur et la quantité d'eau qui fournit approximativement la loi isothermique.*

Nous avons vu plus haut que, pour obtenir une détente adiabatique suivant une loi très voisine de celle de Mariotte, la quantité d'eau qui devait être mélangée à la vapeur, n'était pas constante et était d'autant plus considérable que la détente était poussée plus loin ; cette obligation provenait évidemment de la nécessité de fournir constamment à la vapeur qui se détend, une nouvelle quantité de vapeur pour soutenir sa tension et maintenir celle-ci inversement proportionnelle au volume.

Nous avons aussi constaté que ce dernier résultat était impossible, mais que l'on pouvait s'en rapprocher beaucoup en mélangeant à la vapeur une quantité convenable d'eau à l'état liquide.

Dans l'hypothèse que nous avons adoptée, d'une détente de $8^{atm.}$ à $0^{atm.},50$, pour étudier ce cas particulier, nous avons trouvé que la quantité d'eau qui devait être mélangée à chaque kil. de vapeur, pour obtenir, approximativement, des tensions inversement proportionnelles aux volumes, variait de $1^{kil.},434$ à $2^{kil.},143$.

Comme il ne peut être question ici que d'approximations, nous pourrons admettre, sans erreur bien grave, que la quantité d'eau que devrait contenir la vapeur pour que l'on obtînt la loi de Mariotte, aussi exactement qu'elle puisse être obtenue dans une détente adiabatique entre les limites ordinaires des détentes pratiques, est une moyenne entre les chiffres cités ci-dessus, c'est-à-dire qu'elle est égale à

$$\frac{1,434 + 2,143}{2} = 1^{kil.},7785 \text{ par kil. de vapeur.}$$

Avec cette quantité d'eau liquide, on obtient approximativement

$$\frac{P}{P'} = \frac{V'}{V}, \quad \text{ou} \quad m = 1.$$

Quand la vapeur ne contient point d'eau liquide, on a, comme nous venons de le voir,

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,135}, \quad \text{ou} \quad m = 1,135.$$

Il est clair que pour toute quantité d'eau comprise entre 0 et $1^{\text{kil.}},7785$ par kil. de vapeur, la valeur de m devra être comprise entre 1 et 1,135.

Après de nombreux calculs de vérification à l'aide des diverses méthodes exposées ci-dessus, nous avons pensé que, sans grave erreur, on pouvait admettre qu'entre les limites que nous venons d'indiquer, la valeur de m diminuait proportionnellement aux quantités d'eau mélangées à la vapeur.

On aurait dans ce cas, en représentant par p le poids d'eau mélangé à chaque kil. de vapeur,

$$m = 1,135 - x \,.\, p.$$

Pour $p = 1^{\text{kil.}},7785$, on doit avoir $m = 1$.

On tire de cette condition :

$$1,135 - x \,.\, 1,7785 = 1.$$

d'où,

$$x = 0,0759,$$

et l'expression générale de la valeur de l'exposant m devient :

$$m = 1,135 - 0,0759 \,.\, p.$$

Ces valeurs de m s'appliquent assez bien à tous les cas que nous avons examinés ; ainsi, par exemple, nous avons vu que la quantité d'eau mélangée à la vapeur, qui fournissait une détente suivant la loi qui correspond à une masse constante de vapeur saturée, variait de $0^{\text{kil.}},756$ à $0^{\text{kil.}},969$ par kil. de vapeur, pour une détente de $8^{\text{atm.}}$ à $0^{\text{atm.}},50$.

Si nous admettons la moyenne de ces valeurs extrêmes pour la réalisation de la détente suivant la loi que nous venons de citer ; soit $0^{\text{kil.}},8675$, il viendra :

$$m = 1,135 - 0,0759 \,.\, 0^{\text{kil.}},8675 = 1,069.$$

La valeur réelle de m, pour ce cas de détente, est, comme nous l'avons démontré, de 1,0646, mais les évaluations du travail produit à détente, à l'aide de ces deux valeurs de m, sont si peu différentes, que l'on peut indifféremment adopter l'une ou l'autre.

En effet, si l'on adopte $m = 1{,}0646$ pour le calcul du travail de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur pour une détente de $8^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$, il vient :

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0{,}0646}\right\} = 35276^{\text{km.}}$$ (Voir le tableau qui correspond à cette hypothèse de détente),

et si l'on adopte $m = 1{,}069$, il vient :

$$T_e = \frac{8^{\text{atm.}} \,.\, 10333^{\text{kil.}} \,.\, 0^{\text{m}3}{,}2329}{0{,}069}\left\{1 - \left(\frac{0.2329}{V'}\right)^{0{,}069}\right\}.$$

En déterminant V′ par la règle indiquée précédemment, on trouve :

$$V' = 1^{\text{m}3}{,}629,$$

et $$T_e = 279015\ (1 - 0{,}874) = 35155^{\text{km.}}$$

On voit que ce travail ne diffère pas assez de $35276^{\text{km.}}$, pour qu'il faille attacher une grande importance à cet écart des valeurs de m.

Nous pourrons donc considérer la loi représentée par l'équation

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1{,}135 - 0{,}0759 \,.\, p},$$

comme applicable à tous les cas de détente d'un mélange d'eau et de vapeur dans lequel la proportion d'eau ne dépasserait pas $1^{\text{kil.}}{,}7785$ par kil. de vapeur, et calculer le travail produit par la détente adiabatique d'un mélange quelconque de vapeur et d'eau liquide, entre les limites que nous venons d'indiquer, à l'aide de l'équation

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1}\right\}$$

dans laquelle m serait égal à $1{,}135 - 0{,}0759 \,.\, p$;
p représentant le poids d'eau liquide par kil. de vapeur.

Les résultats obtenus de cette expression générale, ne seront

point rigoureusement exacts, parce que dans la détente adiabatique d'un semblable mélange, le rapport $\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^m$ ne représente jamais exactement la loi qui lie les tensions aux volumes, mais les erreurs commises ne seront pas trop considérables et l'approximation sera suffisante pour la pratiqne.

7e CAS.

Détente de l'eau prise à l'état liquide et à haute température.

Dans ces dernières années, deux ingénieurs, MM. Em. Lamm et L. Francq, ont eu l'idée d'appliquer à la locomotion des voitures sur les petits chemins de fer, la propriété que possède l'eau, de se réduire spontanément en vapeur aux dépens de sa propre chaleur, quand on diminue la tension qui agit sur sa surface.

Ils ont appliqué à un usage industriel, la vaporisation spontanée à laquelle sont dus les désastres qui résultent de l'explosion des chaudières à vapeur, mais ils ont régularisé cette vaporisation en la rendant inoffensive et utile, et ils ont fait ce que l'on nomme aujourd'hui les *chaudières sans foyers* qui fournissent la vapeur aux locomotives de certains tramways des environs de Paris.

Voici en quoi consiste cette ingénieuse application d'une propriété des liquides.

Une chaudière fixe, de grandes dimensions, fournit périodiquement à de petites chaudières de locomotives, de l'eau à une température de 195° à 200° qui correspond à 14 ou 15 atmosphères. La locomotive emporte cette provision qui s'élève généralement à 2000 kil. environ, et ces machines recoivent la vapeur de ce petit réservoir et fonctionnent de la façon ordinaire.

Au commencement de la marche, l'eau du réservoir fournit spontanément de la vapeur à très haute pression, puis cette tension va en diminuant à mesure que la provision de liquide chaud se vaporise et baisse de température en se vaporisant, et cet abaissement de la tension se continue jusqu'à la tension minima sous laquelle la vapeur qui passe aux cylindres peut emporter la charge.

Pour régulariser la marche de la locomotive, on n'emploie pas la vapeur à toutes les tensions sous lesquelles elle se dégage du liquide ; elle traverse, pour se rendre aux cylindres moteurs, un *détendeur* ou *régulateur de pression* analogue à ceux que nous avons décrits à propos de la machine de M. Mekarski et des locomotives du St-Gothard. Cet appareil reçoit la vapeur à toutes pressions et la restitue à la tension constante sous laquelle les machines motrices doivent la consommer. Comme les autres régulateurs de pression, celui-ci fonctionne sous la main du mécanicien qui règle, selon les besoins du service, la tension uniforme sous laquelle la vapeur pénètre dans les cylindres.

Ce sont ces conditions d'emploi de la vapeur que nous allons examiner en supposant que le réservoir d'eau chaude emportée par la locomotive, en contienne 2000$^{kil.}$, que la température de cette eau soit de 195°,53 qui correspondent à 14 atmosphères, que le réservoir ainsi que les conduits de vapeur sont mis, par un procédé quelconque, à l'abri des refroidissements extérieurs, et que la tension sous laquelle le régulateur doit livrer la vapeur, soit de 4$^{atm.}$ jusqu'à la fin de la marche de la locomotive.

Il résulte d'abord de cette dernière condition, que la quantité d'eau qui restera encore liquide dans le réservoir, à la fin de l'opération, sera à la température correspondante à 4$^{atm.}$ ou à 144°.

La table fondamentale fournit les données supplémentaires suivantes :

Chaleur du liquide à 195°,53,	198$^{cal.}$,537
Volume de 1$^{kil.}$ de vapeur à 195°,53 où à 14$^{atm.}$,	0^{m3},1373
Chaleur du liquide à 144°,00,	145$^{cal.}$,310
Volume de 1$^{kil.}$ de vapeur à 144°,00 ou à 4$^{atm.}$,	0^{m3},4474
Chaleur totale de 1$^{kil.}$ de vapeur à 14$^{atm.}$,	666$^{cal.}$,137
Chaleur totale de 1$^{kil.}$ de vapeur à 4$^{atm.}$,	650$^{cal.}$,420

Ces chaleurs totales sont celles qu'il a fallu appliquer à l'eau prise à 0° pour la transformer en vapeur en surmontant les résistances externes à sa vaporisation.

Nous ferons encore observer que, quoique la vapeur fournie par le réservoir se dépense effectivement contre une tension exté-

rieure de $4^{atm.}$, elle n'en est pas moins produite sous les tensions successives comprises entre 14 et 4 atmosphères et que lorsqu'elle passe brusquement, par exemple, de 15 à $4^{atm.}$, les résistances externes n'en sont pas moins celles qui correspondent à une pression de $15^{atm.}$ sur la surface du liquide, mais une partie de ces résistances externes est représentée par l'inertie de la vapeur qui traverse l'orifice étranglé du régulateur de pression et qui y prend une vitesse et une force vive considérables. Cette force vive se reconvertit ensuite en chaleur au-delà de cet orifice, au point où le passage s'élargit et il en résulte, comme nous l'avons vu à propos de la loi de M. Hirn, que la vapeur se surchauffe et augmente de volume sous la même tension.

D'après ce principe démontré précédemment, lorsque la vapeur passe brusquement, sans produire de travail externe, d'une tension à une tension plus faible, le travail potentiel, produit de la pression par le volume, reste après la détente, ce qu'il était avant, c'est-à-dire que l'on doit avoir :

$$PV = P'V'.$$

Cette loi est évidemment applicable au passage de la vapeur de la région qui précède le détendeur à la région qui le suit, mais il faut observer que, dans le cas qui nous occupe, la vapeur n'est formée à $14^{atm.}$ qu'au début de l'opération et que la tension de formation diminue ensuite sans interruption jusqu'à $4^{atm.}$, tension à laquelle se termine cette opération et sous laquelle fonctionnent continuellement les machines motrices. Il en résulte que la surchauffe de la vapeur à $4^{atm.}$, au delà du détendeur, va en diminuant depuis le commencement de l'opération jusqu'à la fin où elle se réduit à zéro, et que le volume de chaque kil. de vapeur à $4^{atm.}$ qui passe dans les cylindres moteurs diminue sans interruption jusqu'à l'instant où la tension s'est abaissée à $4^{atm.}$ dans la chaudière, et où ce volume redevient celui de $1^{kil.}$ de vapeur saturée à $4^{atm.}$

En désignant par V′ le volume que prend un kil. de vapeur, au delà du détendeur, lorsque la vapeur se forme à $14^{atm.}$ dans la chaudière, la loi de M. Hirn, donne :

$$14^{atm.} \,.\, 0^{m^3},1373 = 4^{atm.} \,.\, V' ;$$

d'où $$V' = 0^{m^3},48055.$$

Quand cette vapeur est saturée, elle n'occupe qu'un volume de $0^{m^3},4474$, d'après la table ; la surchauffe produite par la transformation de la force vive en chaleur, a donc augmenté le volume de la vapeur saturée à $4^{atm.}$,

de $$0^{m^3},48055 - 0^{m^3},4474 = 0^{m^3},03315.$$

Comme cet accroissement de volume est devenu progressivement moins considérable à mesure que l'opération s'effectuait, et qu'il s'est réduit à zéro à la fin de cette opération, on peut admettre, sans grave erreur, que sa valeur moyenne est égale à la moitié de cette valeur maxima, soit :

$$0^{m^3},01657 ;$$

de sorte que, au point de vue du volume total de vapeur à $4^{atm.}$, livré aux machines motrices pendant toute l'opération, chaque kil. de vapeur ainsi utilisé, sera considéré comme ayant un volume de

$$0^{m^3},4474 + 0^{m^3},01657 = 0^{m^3},463975.$$

Représentons maintenant par Q le poids d'eau qui reste liquide dans la chaudière à la fin de l'opération.

Le poids de la partie qui se vaporisera sera :

$$2000^{kil.} - Q.$$

A $14^{atm.}$ la chaleur du liquide, d'après la table, est de $198^{cal.},537$, tandis qu'à $4^{atm.}$ sa chaleur n'est plus que de $145^{cal.},310$. Il importe peu que ces quantités de chaleur aient été appliquées à des résistances internes ou subsistent encore à l'état de chaleur présente, en plus ou moins grande partie ; l'eau restée liquide en passant de la température correspondante, à $4^{atm.}$, n'en abandonnera pas moins une quantité totale de chaleur égale à

$$Q\,(198^{cal.},537 - 145^{cal.}310) = 53^{cal.},227.\ Q\ .$$

C'est cette quantité de chaleur qui, ajoutée à celle que contenait déjà l'eau vaporisée, doit compléter ce qui manque à celle-ci pour se transformer en vapeur sous les tensions successives comprises entre 14 et 4 atmosphères.

D'autre part, la quantité totale de chaleur qui avait été appliquée aux $2000^{kil.}$ d'eau supposés pris à zéro degré, pour les porter à la tension de $14^{atm.}$, était de

$$198^{cal.},537 \,.\, 2000^{kil.} = 397074 \text{ calories.}$$

Cherchons maintenant la quantité complémentaire de chaleur que l'eau vaporisée doit emprunter à l'eau qui reste liquide.

On observe d'abord que tous les kilogrammes d'eau vaporisés contenaient ou plutôt avaient reçu, chacun, avant vaporisation, une quantité de chaleur égale à $198^{cal.},537$. Donc la partie du liquide qui se vaporise à $14^{atm.}$ exige pour être transformée en vapeur avec résistances externes vaincues, une quantité de chaleur égale à

$$666^{cal.},137 - 198^{cal.},537 = 467^{cal.},600 \text{ par kil.}$$

La partie qui se vaporise à $4^{atm.}$ exige

$$650^{cal.},420 - 198^{cal.},537 = 451^{cal.},883 \text{ par kil.}$$

La différence de ces quantités de chaleur qui doivent être empruntées à l'eau liquide, n'est que de

$$15^{cal.},717,$$

et cette différence n'est pas assez grande pour qu'il y ait risque de commettre une grave erreur en admettant que, pour chaque kil. d'eau vaporisée, il faudra que l'eau restée liquide fournisse une quantité de chaleur égale à la moyenne des quantités que nous venons de déterminer, soit

$$\frac{467,600 + 451,883}{2} = 459,7415 \text{ calories.}$$

La quantité totale de chaleur ainsi transmise pour vaporiser une partie de la masse liquide, sera donc de

$$(2000^{kil.} - Q)\, 459^{cal.},7415,$$

et l'on aura l'équation générale, entre la chaleur fournie par une partie du liquide à l'autre partie, et la chaleur reçue par cette dernière,

$$(2000^{kil.} - Q)\, 459^{cal.},7415 = 53,227.\, Q;$$

d'où $$Q = 1792^{kil.},47.$$

Il se vaporisera donc

$$2000 - 1792,47 = 207^{\text{kil.}},53 \text{ d'eau,}$$

et comme chaque kil. d'eau transformé en vapeur à $4^{\text{atm.}}$, occupe d'après ce que nous avons dit, un volume moyen de $0^{\text{m}^3},463975$, on pourra disposer, pour la production du travail utile, d'un volume de vapeur à $4^{\text{atm.}}$ égal à

$$207,53 \,.\, 0^{\text{m}^3},463975 = 96,289 \text{ mètres cubes,}$$

dont l'état de surchauffe variera depuis un maximum au commencement de la marche, jusqu'à zéro.

Si l'on admet que cette vapeur soit utilisée avec contrepression du piston égale à $1^{\text{atm.}}$ et une détente suffisante seulement pour augmenter de $\frac{1}{3}$ le travail sous tension constante, on pourra disposer d'un travail théorique égal à

$$(4^{\text{atm.}} - 1^{\text{atm.}})\, 10333^{\text{kil.}} .\, 96^{\text{m}^3},289 + \frac{31000 \,.\, 96,289}{3} = 3979945^{\text{km.}}.$$

En admettant encore que le refroidissement à travers les parois de toutes les capacités qui contiennent l'eau et la vapeur et toutes les autres résistances passives consomment la moitié de ce travail absolu disponible, il restera

$$1989972^{\text{km.}}, \text{ applicables à l'effet utile.}$$

Supposons maintenant qu'il s'agisse de remorquer sur un tramway, une charge de 12 tonneaux en plaine, et que l'effort de traction soit moyennement de $11^{\text{kil.}}$ par tonne, selon que l'expérience l'a souvent indiqué.

Les 12 tonnes exigeront un effort de traction total, de

$$11.12 = 132^{\text{kil.}},$$

et la distance à laquelle elles pourront être transportées, sera de

$$\frac{1989972^{\text{km.}}}{132^{\text{kil.}}} = 15075 \text{ mètres.}$$

Ainsi cet appareil, avec une provision de $2000^{\text{kil.}}$ d'eau à 195° environ, serait capable de transporter une charge totale de $12000^{\text{kil.}}$, véhicule compris, à une distance d'environ 15 kilomètres, avant d'avoir besoin de renouveler la provision d'eau chaude.

Pour renouveler cette provision, il suffit d'amener le véhicule

qui porte le réservoir, près de la chaudière fixe et de mettre les deux capacités en communication. Au bout de quelques minutes le réservoir s'est rempli et l'abaissement de température que produit cette alimentation dans la chaudière fixe, a disparu ; on sépare alors les deux capacités.

L'idée de MM. Lamm et Francq a une grande analogie avec celle de M. Mékarski et leur procédé l'emporte certainement sur celui de ce dernier, au point de vue de la consommation de combustible, puisqu'ils évitent d'appliquer d'abord le travail de la vapeur à comprimer de l'air pour employer ensuite cet air comme force motrice, transformation qui est une cause évidente de perte de chaleur ou de travail, mais il offre aussi des inconvénients dont le procédé de M. Mékarski est exempt et qui sont :

1° L'obligation d'employer une chaudière fixe avec foyer ordinaire, constamment soumise à une tension de 14 à 15$^{atm.}$, au minimum, ce qui ne laisse pas d'offrir quelques dangers.

2° Le réservoir emporté dans le voyage peut faire explosion au grand détriment des voyageurs, parce qu'il n'est autre chose qu'une petite chaudière à vapeur pleine d'eau à très haute pression ; tandis que les réservoirs pleins d'air comprimé de M. Mékarski peuvent faire explosion sans conséquences graves pour les voyageurs, selon que l'expérience l'a démontré.

3° Un retard dans la marche des véhicules, quand ils sont loin de la chaudière alimentaire fixe, peut neutraliser par refroidissement une partie plus ou moins considérable ou même la totalité de la puissance disponible. L'emploi de l'air comprimé n'offre pas le même inconvénient. Malgré ces désavantages, l'idée que nous venons d'exposer est rationnelle et elle prendra certainement sa place dans la série des moyens pratiques d'utiliser la chaleur par l'intermédiaire de la vapeur d'eau.

8° CAS.

Détente adiabatique de certaines vapeurs d'une grande densité.

Lorsque les vapeurs ont une grande densité, comme entr'autres, celle de l'éther, leur détente adiabatique présente une particularité qu'il eût été impossible de prévoir avant la découverte des lois de la thermodynamique ; il se produit pen-

dant leur détente, une surchauffe, au lieu d'une condensation comme dans la détente des vapeurs d'eau.

Sans pousser bien loin l'étude de ce phénomène, à cause de son peu d'importance actuelle, nous mettrons néanmoins en lumière, mais d'une manière très sommaire, la cause à laquelle il est dû.

D'après les expériences les plus récentes sur la vapeur d'éther, les tensions de saturation correspondantes aux températures, sont les suivantes :

Températures	34°,956,	80°,211,	119°,115.
Tensions	1 atm.,	4 atm.,	8 atm..

D'après les expressions de M. Régnault, construites à l'aide des résultats de ses expériences directes, et que nous avons rappelées précédemment, on a :

Chaleur du liquide . . $q = 0{,}529 . t + 0{,}0002959 . t^2$.

Chaleur de vaporisation sous tension constante $r = 94 - 0{,}079 . t - 0{,}0008514 . t^2$.

Chaleur totale. . . . $Q = q + r$.

Chaleur interne . . . $\rho = 86{,}54 - 0{,}10648 . t - 0{,}000716 . t^2$.

Chaleur externe . . . $A p u = r - \rho$.

D'après le même physicien, la capacité calorifique de la vapeur d'éther sous tension constante, serait égale à 0,4797, tandis que celle de la vapeur d'eau est de 0,4805.

En appliquant ces données, on trouve :

1° Pour la vapeur à 1 atm. ou à 34°,956,

$$q = 18{,}493 + 0{,}3616 = 18{,}8546 \text{ calories},$$
$$r = 94 - 2{,}761 - 1{,}041 = 90{,}198 \text{ calories},$$
$$\rho = 86{,}54 - 3{,}272 - 0{,}875 = 81{,}943 \text{ calories},$$
$$Apu = r - \rho = 90{,}198 - 81{,}943 = 8{,}255 \text{ calories}.$$

La tension p étant égale à 1 atm., ou à 10333 kil. par mètre carré, on trouve pour volume de 1 kil. de vapeur d'éther à 1 atm. :

$$u = \frac{8{,}255}{A\,p} = \frac{8{,}255 . 425}{10333} = 0^{m^3},3395 .$$

La densité de cette vapeur, à cette température relativement

basse de 34°,956, est donc bien plus considérable que celle de la vapeur d'eau à 100° et sous la même tension.

2° Pour la vapeur à $4^{\text{atm.}}$ ou à 80°,211 :

$$q = 42{,}432 + 1{,}904 = 44{,}336 \text{ calories},$$
$$r = 94 - 6{,}416 - 5{,}478 = 82{,}106 \text{ calories},$$
$$\rho = 86{,}54 - 8{,}541 - 4{,}606 = 73{,}392 \text{ calories},$$
$$A\,pu = 82{,}106 - 73{,}392 = 8{,}714 \text{ calories},$$

et
$$u = \frac{8{,}714 \,.\, 425}{4.10333} = 0^{\text{m}^3},0896 \,.$$

3° Pour la vapeur à $8^{\text{atm.}}$ et à 109°,115 :

$$q = 57{,}724 + 3{,}523 = 61{,}247 \text{ calories},$$
$$r = 94 - 8{,}619 - 10{,}136 = 75{,}245 \text{ calories},$$
$$\rho = 86{,}54 - 11{,}618 - 8{,}524 = 66{,}298 \text{ calories},$$
$$A\,pu = 75{,}245 - 66{,}298 = 8{,}947 \text{ calories}$$

et
$$u = \frac{8{,}947 \,.\, 425}{8^{\text{atm.}}.10333} = 0^{\text{m}^3},0459 \,.$$

Si nous cherchons maintenant la valeur de m dans la rapport

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^m$$

qui peut exister ici entre les tensions et les volumes, en supposant la masse de vapeur constante et constamment maintenue à l'état de saturation, on trouve à l'aide de l'expression

$$m = \frac{\log. \frac{P}{P'}}{\log. \frac{V'}{V}}$$

qui a été démontrée à propos de la détente d'une masse constante de vapeur d'eau saturée :

1° Pour une détente de $8^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$... $m = \dfrac{\log. \frac{8}{4}}{\log. \frac{0{,}0896}{0{,}0459}} = 1{,}0347$;

2° Pour une détente de $8^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$... $m = \dfrac{\log.\dfrac{8}{1}}{\log.\dfrac{0,3395}{0,0459}} = 1,0390;$

3° Pour une détente de $4^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$... $m = \dfrac{\log.\dfrac{4}{1}}{\log.\dfrac{0,3395}{0,0896}} = 1,0406;$

Valeur moyenne. . . 1,0381.

On voit d'après cela que la vapeur d'éther se détendant sans surchauffe ni condensation, présenterait approximativement, pendant la durée de sa détente, le rapport

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,0381} \qquad (K)$$

des volumes aux tensions correspondantes.

Le travail produit par la détente de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur d'éther, dans ces conditions, serait fourni par l'expression

$$T_e = \frac{PV}{0,0381}\left\{1 - \left(\frac{V}{V'}\right)^{0,0381}\right\}.$$

Si l'on suppose que la détente ait lieu de $8^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$ on aura :

$$P = 8 \,.\, 10333; \quad V = 0^{m3},0459; \quad P' = 1 \,.\, 10333.$$

La valeur de $\left(\frac{V}{V'}\right)^{0,0381}$ tirée de l'expression (K), est de

0,92454.

En appliquant toutes ces valeurs à l'équation du travail, on trouve

$$T_e = 99849\ (0,07546) = 7534 \text{ kilogrammètres,}$$

qui donnent lieu à une disparition de

$$\frac{7534}{425} = 17,728 \text{ calories.}$$

On peut admettre ici, puisqu'il ne s'agit que d'approximations, que le rapport des deux capacités calorifiques de la vapeur d'éther, sera le même que celui qui existe entre les capacités calorifiques de la vapeur d'eau.

Celles-ci sont : sous tension constante, 0,4805 ;
sous volume constant, 0,4000
d'après les travaux de M. Hirn.

On aurait, dans ces conditions,

$$C_v : 0,4797 = 0.4 : 0,4805 \; ; \quad \text{d'où} \quad C_v = 0^{cal.},3994.$$

La chaleur présente qui peut être restituée par la vapeur d'éther de $8^{atm.}$ à $1^{atm.}$, ou de 109°,115 à 34°,956, sans qu'il y ait de condensation, est donc de

$$(109°,115 - 34°,956)\ 0^{cal.},3994 = 29,619 \text{ calories.}$$

Quant à la chaleur interne consommée pendant la détente, elle peut être déterminée de la manière suivante :

La chaleur du liquide à $8^{atm.}$ est de 61,247 calories,
à $1^{atm.}$ elle est de 18,854 calories
différence 42,393 calories.

Sur ces 42,393 calories consommées pour faire passer la vapeur d'éther de $1^{atm.}$ à $8^{atm.}$, $29^{cal.},619$ sont, d'après ce que nous venons de dire, de la chaleur présente constituant l'accroissement de température et susceptible d'être restituée sans qu'il y ait condensation de vapeur, dans la détente de $8^{atm.}$ à $1^{atm.}$, et le surplus $42,393 - 29,619 = 12^{cal.},774$ a été appliqué aux résistances internes avant la vaporisation à $8^{atm.}$. Or la chaleur interne de la vapeur d'éther à $8^{atm.}$ est de $66^{cal.},298$ après que la température du liquide est devenue celle de vaporisation ; la chaleur interne totale de vaporisation à $8^{atm.}$, à partir de la température 34°,956, s'élève donc à

$$66,298 + 12,774 = 79,172 \text{ calories,}$$

et comme, à partir de la même température, la chaleur interne de la vapeur à $1^{atm.}$ est de $81^{cal.},943$, il en résultera que les résistances internes, pendant la détente du kil. de vapeur d'éther, de 8 à 1 atmosphères, auront encore consommé

$$81,943 - 79,172 = 2,771 \text{ calories.}$$

La consommation totale de chaleur, pendant cette détente, sera donc de :

Pour le travail externe	$17^{cal.},728$
Pour supplément de travail interne.	$2^{cal.},771$
Total.	$20^{cal.},499.$

La quantité de chaleur présente qui peut être abandonnée par la vapeur, sans qu'il y ait de condensation, s'élevant à $29^{cal.},619$, il est clair qu'il y aura un excédant disponible de

$$29,619 - 20,499 = 9,120 \text{ calories},$$

pour surchauffer la vapeur.

La ligne des tensions pendant cette détente s'abaissera donc moins rapidement que suivant la loi correspondante à la détente d'une masse constante de vapeur d'éther toujours saturée.

Comme la valeur de m dans le rapport :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^m, \text{ est ici très faible } (1,0381),$$

et que la surchauffe de la vapeur la diminuerait encore et la rapprocherait de l'unité, on peut en conclure que la vapeur d'éther détendue adiabatiquement, doit être bien près de se détendre suivant la courbe isothermique.

La cause de ce phénomène caractéristique gît donc dans le faible volume que présente aux températures ordinaires, le kil. de vapeur d'éther et, par suite, dans la faible quantité de travail que produit sa détente. La chaleur présente qui peut être enlevée à ce kil., sans qu'il cesse d'être saturé et sans qu'il s'en condense la moindre parcelle, en passant d'une tension ou d'une température à une tension ou à une température moindre, est plus considérable que la chaleur que peuvent consommer, pendant cette détente, toutes les résistances internes et externes, de sorte qu'il reste un excédant pour produire la surchauffe.

Toutes les vapeurs qui possèdent une densité suffisante pour que leur travail à détente consomme moins de chaleur qu'elles n'en peuvent fournir sans condensation, se comportent comme la vapeur d'éther.

La compression d'une vapeur devant présenter exactement les phénomènes inverses de ceux qui se manifestent pendant la détente, il résulte des considérations précédentes, que si l'on comprime de la vapeur d'éther ou de tout autre liquide de la même catégorie sous ce point de vue, cette vapeur au lieu de

se surchauffer comme la vapeur d'eau, se condensera, parce que le travail de compression ne produira point assez de chaleur pour la maintenir tout entière à l'état de saturation, aux diverses tensions auxquelles elle sera successivement portée par la compression.

C'est M. Hirn qui a signalé, le premier, cette propriété remarquable de certaines vapeurs et, spécialement, de la vapeur d'éther.

9e Cas.

Détente adiabatique directe de l'eau à très haute température.

Nous avons déjà examiné précédemment un cas particulier de la détente de l'eau à haute température, celui où la vapeur formée à une tension plus ou moins élevée, est ensuite utilisée à une tension inférieure à celle de formation ; mais il est utile de pénétrer maintenant un peu plus avant dans l'étude de cette question et de rechercher le travail externe qui serait produit si la vapeur qui se forme à chaque instant, quand on agrandit l'espace disponible au-dessus de la surface de l'eau à haute température, était directement appliquée à la production d'un travail externe sans subir préalablement une détente plus ou moins considérable.

Supposons que dans un cylindre A (fig. 10), on ait enfermé $1^{kil.}$ d'eau à la température qui correspond à une tension quelconque P. Cette eau est exactement comprise entre le fond du cylindre et un piston qui peut glisser sans frottement dans celui-ci.

Si on soulève le piston d'une quantité infiniment petite, il se formera un volume de vapeur aussi infiniment petit, que l'on pourra considérer comme produit sous la tension constante P, et si le piston continuait sa course, ce petit volume se détendrait adiabatiquement jusqu'à la tension finale p.

Mais, après le premier petit mouvement, la tension P baissera, deviendra P′, et la température générale baissera également. Si le piston reçoit un second mouvement infiniment petit, il se formera un second volume de vapeur sous la tension P′ considérée comme constante, et ce second volume, si le piston

continuait sa course, se détendrait avec le premier et suivant la même loi, en empruntant au liquide la quantité de chaleur nécessaire pour empêcher la condensation.

Tous les petits mouvements successifs semblables provoqueront la vaporisation de petites quantités d'eau, sous des tensions de plus en plus faibles, amèneront la détente des vapeurs antérieurement formées, et feront baisser la température du liquide restant jusqu'à la limite qui correspond à la tension de la dernière parcelle de vapeur produite à l'instant de l'arrêt du piston; toute la vapeur contenue dans le cylindre se trouvera à la tension minima correspondante à la température de la partie restée liquide en ce même instant.

Si, après cette opération, on abaissait lentement le piston, et que le mélange d'eau et de vapeur fût assez intime pour que les deux fluides eussent toujours la même température, le phénomène inverse se produirait et, à la fin de la compression, toute la vapeur se serait condensée et le kilogramme primitif d'eau se retrouverait à l'état liquide et à la température ainsi qu'à la tension initiales.

Comme l'analyse rigoureuse de ce phénomène exige l'emploi du calcul infinitésimal que la spécialité de cet ouvrage ne comporte pas, nous nous contenterons d'indiquer les principaux résultats obtenus à l'aide de ce calcul, par les savants qui se sont occupés de cette importante question.

A l'aide d'une analyse attentive, MM. Clausius et Rankine ont obtenu l'expression suivante

$$\frac{x\,r}{T} + K = \frac{x_1\,r_1}{T_1} + K_1$$

qui peut fournir la quantité de vapeur qui existe dans un mélange de vapeur saturée et d'eau, après qu'il s'est détendu adiabatiquement de la température absolue T à la température absolue T_1, lorsque l'on connaît les proportions relatives d'eau et de vapeur saturée qui constituaient le mélange avant sa détente.

x représente le poids de vapeur saturée, mélangée à l'eau liquide, pour l'unité de poids du mélange, avant la détente ;

x_1 le poids de vapeur qui existe dans ce mélange, à la fin de cette détente ;

r la chaleur totale de vaporisation par kil. de fluide, comprenant les chaleurs interne et externe, au début de la détente ;

r_1 la même quantité relative à la fin de la détente ;

K une constante relative à chaque tension initiale, quelles que soient les proportions du mélange ;

K_1 une constante relative à chaque tension finale, aussi quelles que soient les proportions du mélange.

Voici les valeurs de K et de K_1 pour les diverses tensions initiales et finales.

TENSIONS EN ATMOSPHÈRES.	VALEURS DE K OU K_1, SUIVANT QUE LA TENSION EST INITIALE OU FINALE.
0atm.,50 . . .	. . . 0,26273
1	. . . 0,31356
2	. . . 0,36814
3	. . . 0,40205
4	. . . 0,42711
5	. . . 0,44693
6	. . . 0,46392
7	. . . 0,47840
8	. . . 0,49120
9	. . . 0,50270
10	. . . 0,51297
11	. . . 0,52266
12	. . . 0,53150
13	. . . 0,53975
14	. . . 0,54744

La formule et les constantes s'appliquent à un mélange d'eau et de vapeur saturée à une tension et à une température quelconques, et en proportions relatives quelconques.

Quand le mélange initial ne contient pas de vapeur, c'est-à-dire quand la détente part d'un état initial qui est de l'eau liquide, la valeur de x se réduit à zéro et l'expression générale

à $$K = \frac{x_1 r_1}{T_1} + K_1.$$

Voici quelques applications numériques de cette formule :

Supposons qu'un kil. d'eau à 170°,81 développant, d'après la table fondamentale, une tension de $8^{atm.}$, se détende adiabatiquement jusqu'à $0^{atm.},50$, qui correspond à une température de 81°,71, et cherchons la partie du poids de cette eau qui se sera réduite en vapeur pendant l'opération.

On a, dans ce cas :

$T_1 = 273° + 81°,71 = 354°,71$ absolus,
$r_1 = 510^{cal.},767 + 38^{cal.},637 = 549^{cal.},404$,
$K = 0,49120$ pour 8 atmosphères,
$K_1 = 0,26273$ pour 0,50 atmosphère.

En résolvant l'équation relativement à x_1, on trouve :

$$x_1 = \frac{(K-K_1)T_1}{r_1} = \frac{(0,49120-0,26273)\,354°,71}{549,404} = 0^{kil.},1475.$$

Comme le poids de 1^{m3} de vapeur à $0^{atm.},50$ est de $0^{kil.},3153$, le volume de vapeur à $0^{atm.},50$ qui se sera formé, sera de

$$\frac{0,1475}{0,3153} = 0,4678 \text{ mètre cube.}$$

En faisant les mêmes calculs pour $1^{kil.}$ d'eau à $4^{atm.}$ détendue jusqu'à $1^{atm.}$, on trouve :

$$x_1 = 0^{kil.},07894 \text{ d'eau vaporisée à } 1^{atm.}$$

et par conséquent $1 - 0,07894 = 0^{kil.},92106$ d'eau restée liquide et à la température de 100° centigrades.

Pour $1^{kil.}$ d'eau dont la détente se fait de $6^{atm.}$ à $0^{atm.}50$, on trouve :

$$x_1 = 0^{kil.}1299$$

et $0^{kil.},8701$ d'eau restée liquide à 81°,71.

Pour $1^{\text{kil.}}$ d'eau, entre $5^{\text{atm.}}$ et $1^{\text{atm.}}$, on trouve :

$$x_1 = 0^{\text{kil.}},0927$$

et $0^{\text{kil.}},9073$ d'eau restée liquide à 100°.

Pour calculer le travail externe produit par la détente de l'eau à haute température, on peut faire le raisonnement suivant :

Au début de l'opération, la chaleur totale du liquide, q_1, pour $1^{\text{kil.}}$ de ce liquide, est de

$$1^{\text{kil.}} \cdot q_1 = q_1.$$

A la fin de la détente, la partie liquide et la partie transformée en vapeur, ont la même température et conservent, par conséquent, la chaleur du liquide q correspondante à la tension finale ; il n'y a eu de neutralisé par le travail que la chaleur interne et la chaleur externe qui correspondent à la partie vaporisée.

Or, la chaleur du liquide, à la fin de la détente, est de

$$1^{\text{kil.}} \cdot q = q \text{ pour la totalité du mélange.}$$

Si ρ_1 représente la chaleur interne de la vapeur à la tension finale et par kil., la chaleur interne du poids de vapeur x, sera

$$x_1 \rho_1,$$

et si L représente le travail externe transmis pendant la détente, la chaleur neutralisée par ce travail aura pour valeur

$$\frac{L}{425^{\text{km.}}}.$$

Comme la somme des quantités de chaleurs neutralisées par les résistances internes et externes et conservées par le mélange d'eau et de vapeur, à la fin de la détente, doit équivaloir à la chaleur initiale du kil. de liquide, on aura l'équation :

$$q_1 = q + x_1 \rho_1 + \frac{L}{425},$$

d'où $$L = 425\,(q_1 - q - x_1 \rho_1).$$

Si l'on applique cette équation à la recherche de la quantité de travail externe produit par la détente adiabatique de $1^{\text{kil.}}$

d'eau à $4^{atm.}$, lorsque cette détente est poussée jusqu'à $1^{atm.}$, on trouve :

$q_1 = 145^{cal.},310$ d'après la table fondamentale,
$q - 100^{cal.},500$ id.,
$\rho_1 = 496^{cal.},300$ id.,
$x_1 = 0^{kil.},07894$ d'après l'application précédente ;

d'où $L = 425\{145,310 - 100,500 - 0,07894 . 496,300\} = 2394^{km.}$

La formule $K = \frac{x_1 r_1}{T_1} + K_1$ que nous avons appliquée, sans démonstration, à la recherche de la quantité de vapeur qui se forme dans la détente adiabatique de l'eau, entre deux limites de température, n'est pas, à la rigueur, indispensable à la solution du problème.

Suivant la loi générale de transformation de la chaleur en travail, $1^{kil.}$ d'eau fonctionnant sous l'action de la chaleur, suivant le cycle de Carnot, fournit une quantité de travail externe égale à celle que l'on peut tirer d'un gaz parfait décrivant le même cycle, et la fraction de la chaleur transformée en travail externe, est égale à

$$\frac{T - T'}{T},$$

entre les deux limites de température, T et T'.

Connaissant ainsi *à priori,* pour une détente donnée entre les limites de température T et T', le coefficient de rendement de la chaleur fonctionnant sur $1^{kil.}$ d'eau suivant le cycle de Carnot, on peut déterminer :

1° La chaleur totale Q dépensée pour décrire le cycle;

2° La quantité de vapeur condensée après la période de détente adiabatique ; si elle est p, il restera $1 - p$ de vapeur après cette détente;

3° La quantité Q' de chaleur qu'il faut enlever à la vapeur, en la condensant, pour que le rapport :

$$\frac{Q - Q'}{Q} \text{ soit égal à } \frac{T - T'}{T}.$$

Cette quantité Q' équivaudra à un poids p' de vapeur co densée sous la tension finale et il restera à l'état de vape pour ramener le corps travailleur à l'état initial, un poids vapeur égal à

$$1^{\text{kil.}} - p - p'.$$

Ce poids de vapeur est celui qui, en se condensant sous l'a tion de la compression adiabatique qui termine le cycle Carnot, ramènera le corps travailleur à la température initia T pour recommencer ce cycle dans les mêmes conditions.

Or, cette quantité de vapeur, $1 - p - p'$ est précisém celle qui se formerait pendant la détente adiabatique de l'e prise dans son état initial, car ces deux opérations invers sont exactement équivalentes, l'une produisant une quantité travail et neutralisant une quantité de chaleur égales à quantité de chaleur produite et de travail consommé p l'autre ; les courbes des tensions se recouvriraient rigoureus ment dans les deux cas.

On peut donc, par l'application de cette méthode, résoud le problème de détente de l'eau chaude, aussi bien qu'à l'ai du calcul infinitésimal employé jusqu'à présent, mais elle s'applique qu'à l'eau chaude.

La formule, $$\frac{xr}{T} + K = \frac{x_1 r_1}{T_1} + K_1$$

s'applique au contraire à tous les cas de mélange d'eau et vapeur avant l'opération, et l'on en tire l'expression général

$$x_1 = \frac{T_1 xr}{T r_1} + \frac{T_1 (K - K_1)}{r_1}.$$

Si ρ désigne la chaleur interne du kil. de vapeur à la tensi initiale, le même raisonnement que ci-dessus conduit à l'expre sion du travail produit par la détente, que voici :

$$L = 425 \left\{ q_1 - q + x\rho - x_1 \rho_1 \right\},$$

applicable en toutes circonstances, c'est-à-dire pour tou valeur de x comprise entre 0 et 1.

Lorsque, dans l'état initial du mélange, la quantité de vape

mêlée à l'eau, est assez considérable, il peut y avoir condensation au lieu de vaporisation de l'eau chaude. Dans ce cas, la quantité d'eau vaporisée devient négative, mais la formule est également applicable.

Les courbes de détente qui correspondent aux cas spéciaux que nous venons d'examiner, peuvent se construire par points, en déterminant les volumes et les tensions correspondantes de distance en distance ; mais on n'est pas arrivé, jusqu'à présent, à une formule générale pouvant fournir immédiatement le travail à détente d'un mélange de vapeur et d'eau dans des proportions quelconques.

Ce problème n'a été résolu que dans les cas particuliers que nous avons indiqués, et les solutions ne sont qu'approximatives, mais cependant suffisantes pour les applications.

Des vapeurs surchauffées.

La plupart des considérations exposées, jusqu'à présent, sur les gaz et les vapeurs, ne s'appliquent qu'à des états limites entre lesquels les vapeurs surchauffées tiennent le milieu.

Au point de vue de la surchauffe, on n'a guère fait d'expériences que sur la vapeur d'eau ; les autres vapeurs n'ont été que fort imparfaitement étudiées.

Une vapeur est surchauffée quand sa tension est inférieure à celle qui correspond à sa température, et il résulte de là que la vapeur d'eau saturée et sèche se surchauffe lorsqu'on la comprime, parce que la chaleur que produit la compression augmente plus rapidement sa température qu'il ne le faudrait pour qu'elle fût toujours correspondante à sa tension ; nous avons étudié précédemment ce phénomène qui ne se produit pas dans toutes les catégories de vapeurs.

Lorsque la vapeur d'eau saturée contient de l'eau liquide, elle peut rester saturée pendant la compression, par suite de l'application d'une partie de la chaleur développée par la compression, à la vaporisation d'une partie de l'eau liquide.

La surchauffe de la vapeur peut être produite de trois manières différentes :

1° En l'échauffant sous tension constante après sa formation ;

2° En la dilatant brusquement sans travail externe ;

3° En la comprimant adiabatiquement à l'aide d'un travail extérieur.

Le premier moyen est, à peu près, le seul employé directement dans les machines à vapeur ; mais il existe aussi, dans la marche de ces machines, deux circonstances dans lesquelles la surchauffe se produit par les deux autres procédés : c'est d'abord lorsque la vapeur sèche venant d'une chaudière, se précipite dans les espaces nuisibles d'un cylindre et que ces espaces ne contiennent que de la vapeur à très basse tension ; la force vive du jet, à défaut de travail externe transmis, se transforme en chaleur et porte la température de la vapeur à un degré plus élevé que celui qui correspond à sa tension ; on se trouve dans le cas d'application de la loi de Hirn

$$PV = P'V'$$

que nous avons exposée précédemment et en vertu de laquelle la détente, sans travail externe, s'effectue suivant la loi de Mariotte malgré un certain abaissement de température.

La surchauffe par le troisième procédé, peut se produire lorsque, avant la fin de la course du piston, l'orifice d'échappement se ferme pour qu'il se produise, par compression de la vapeur restante, ce que l'on nomme un coussin de vapeur qui ralentit doucement et sans choc la vitesse du piston et qui présente en outre l'avantage de neutraliser en tout ou en partie les pertes de vapeur inhérentes aux espaces nuisibles. La surchauffe produite dans ces deux dernières circonstances, n'est jamais bien considérable, parce que la vapeur dans laquelle elle devrait se produire, n'est presque jamais sèche, et à cause de l'action refroidissante des parois du cylindre qui doit la faire disparaître très rapidement lorsque ce cylindre ne possède point d'enveloppe de vapeur à haute température.

Coefficient de dilatation de la vapeur surchauffée. — D'après les expériences qui paraissent le plus dignes de con-

tance, le coefficient de dilatation de la vapeur d'eau surchauffée, varie de 0,0039 à 0,0048 pour des tensions de $0^{atm.},10$ à $10^{atm.}$; on peut adopter, dans les applications, une valeur moyenne de 0,0044, ou $\frac{1}{227}$ au lieu de $\frac{1}{273}$ qui s'applique aux gaz dits permanents.

Capacité calorifique de la vapeur surchauffée. — Les expériences sur la capacité calorifique de la vapeur d'eau surchauffée ont été faites, principalement, sous tension constante, c'est-à-dire avec production de travail externe et interne.

D'après M. Regnault, cette capacité est d'environ 0,48 sous tension constante.

On ne possède pas d'expériences directes bien satisfaisantes, sur la capacité sous volume constant; M. Zeuner, d'après des considérations plutôt théoriques que pratiques, admet que cette capacité calorifique doit être, approximativement, les $\frac{3}{4}$ de la précédente, ou, plus exactement, les $\frac{1}{1,385}$ de 0,48, soit 0,35 en nombre rond.

M. Hirn, d'après un ensemble de considérations de diverses natures, estime qu'il doit s'élever à

$$0,4.$$

Nous avons souvent, et dans plusieurs circonstances différentes, employé ce dernier coefficient ; mais il est clair qu'en présence de cette diversité d'opinion entre les physiciens, il reste encore assez d'incertitude sur sa véritable valeur et qu'il ne faut considérer les résultats obtenus à l'aide de la valeur que l'on adoptera, que comme approximatifs.

Détente de la vapeur surchauffée. — M. Zeuner admet que l'équation de la courbe adiabatique des gaz peut s'appliquer à la vapeur d'eau surchauffée, avec une modification dans la valeur de l'exposant 1,41 qui serait remplacé dans ce cas par 1,333. On obtiendrait, dans ce cas, pour exprimer le rapport entre les tensions et les volumes, l'équation :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,333}.$$

Les expériences de M. Hirn confirment, très approximativement, ce résultat.

D'autres expériences semblent démontrer que l'exposant varie un peu avec les températures et que ces variations restent comprises entre 1,231 et 1,377 pour des températures qui varient de 120° à 250° centigrades, mais ces différences sont assez faibles pour être négligées dans les applications, et l'on peut s'en tenir à l'exposant 1,333.

L'équation qui fournit, dans ce cas, le travail externe T_e de détente adiabatique de la vapeur, lorsqu'elle reste surchauffée pendant toute l'opération, devient :

$$T_e = \frac{PV}{m-1}\left\{1-\left(\frac{P'}{P}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right\} = \frac{PV}{0,3333}\left\{1-\left(\frac{P'}{P}\right)^{0,25}\right\};$$

mais il faut observer qu'à mesure que cette vapeur se détend, sa température s'abaisse et se rapproche de plus en plus de la température de saturation ; de sorte qu'au delà du point où cette température est atteinte, le rapport des tensions aux volumes redevient celui qui s'applique aux vapeurs saturées, et que le travail externe doit s'évaluer en conséquence.

La recherche du point de saturation n'offre pas de difficulté, mais la méthode employée oblige à d'assez longs calculs. Elle consiste dans la détermination des pressions successives de la vapeur pour diverses valeurs du volume qui vont en augmentant. Cette détermination se fait à l'aide de l'expression :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,333}.$$

A côté de V on écrit le volume qui correspond à la pression, d'après la table fondamentale ; puis, en traçant des courbes avec les pressions pour ordonnées et les deux espèces de volumes pour abscisses, on trouve un point de rencontre des deux courbes, qui est le point de saturation cherché.

Ce point une fois déterminé, on calcule le travail à détente jusqu'en ce point, par la formule indiquée ci-dessus, puis, au delà, ce travail se calcule par la formule de détente adiabatique des vapeurs saturées.

L'hypothèse de l'adiabatisme étant irréalisable dans la pratique, à cause de l'intervention calorifique inévitable des parois des cylindres, cette question n'a qu'une valeur purement spéculative, et ne peut servir qu'à établir la comparaison entre les résultats obtenus dans les applications et ceux que l'on obtiendrait s'il était possible de réaliser les conditions théoriques ou plutôt hypothétiques de fonctionnement, que nous venons d'exposer.

Application. — Déterminer le point de saturation de la vapeur à $6^{atm.}$ absolues et à la température de 250° centigrades, lorsqu'elle se détend adiabatiquement.

Nous ferons ce calcul pour $1^{kil.}$ de vapeur.

A $6^{atm.}$, le volume de $1^{kil.}$ de vapeur saturée est de $0^{m^3}3054$ et sa température de 159°,22.

Sous la même tension et à 250°, le volume de ce kil. de vapeur sera :

$$0^{m^3},3054 \frac{1 + 0,0044 \,.\, 250^\circ}{1 + 0,0044 \,.\, 159^\circ,22} = 0^{m^3},3772.$$

Nous aurons donc :

$$P = 6^{atm.} \quad \text{et} \quad V = 0^{m^3},3772.$$

L'expression ci-dessus fournit dans ce cas :

$$\log. V' = \frac{1}{1,333} \log. \frac{1,4052}{P'}.$$

Si on donne successivement à P′ des valeurs qui vont en décroissant, et si l'on inscrit dans un tableau les valeurs correspondantes de V′ déterminées par cette expression et les valeurs correspondantes au kil. de vapeur saturée, on obtient les résultats que nous inscrivons dans le tableau suivant :

Pressions successives P′	$6^{atm.},0$	$5^{atm.},5$	$5^{atm.},0$	$4^{amt.},5$	$4^{atm.},0$	$3^{atm.},5$
Volumes V′ trouvés par la formule.	$0^{m^3},3772$	$0^{m^3},3592$	$0^{m^3},3860$	$0^{m^3},4176$	$0^{m^3},4562$	$0^{m^3},5043$
Volumes de 1 kil. trouvés de la table fondamentale . . .	$0^{m^3},3054$	$0^{m^3},3315$	$0^{m^3},3626$	$0^{m^3},4004$	$0^{m^3},4474$	$0^{m^3},5072$

On voit, d'après ce tableau, que c'est un peu avant que la tension s'abaisse jusqu'à $3^{atm.},5$, que la vapeur redevient saturée.

En essayant $3^{atm.},6$, on trouve :
volume par la formule, $0^{m^3},4940$; volume tabulaire, $0^{m^3},4937$.

Ces deux volumes sont assez rapprochés pour dispenser de tracer les courbes de tensions, et l'on peut admettre que la vapeur à $6^{atm.}$, surchauffée à 250° centigrades, puis détendue adiabatiquement, repasse à l'état de saturation lorsque la tension s'est abaissée de $6^{atm.}$ à $3^{atm.},6$.

Du cycle de Carnot appliqué à la vapeur.

Les propriétés du cycle de Carnot ont été démontrées dans le 1er volume de cet ouvrage, et elles consistent en ceci : que le maximum d'effet utile que l'on puisse tirer, théoriquement, d'une dépense de chaleur déterminée, entre deux limites de température, se trouve réalisé lorsque le corps travailleur, d'abord porté à la température maxima, se détend suivant la loi isothermique, puis subit une seconde détente suivant la loi adiabatique jusqu'à la température minima. Ces deux premières phases de l'opération sont suivies d'une compression isothermique, puis d'une compreesion adiabatique qui ramène le corps travailleur à sa température et à sa tension initiales.

Le cycle ainsi décrit par le point représentatif de la tension en chacun des instants de l'opération, est le trajet direct, mais, comme il est réversible, on peut le décrire en sens inverse en commençant par une détente adiabatique depuis la température maxima jusqu'à la température minima, suivie d'une détente isothermique. Les deux dernières phases de l'opération sont alors une compression adiabatique depuis la température minima jusqu'à la température maxima, suivie d'une compression isothermique sous la température maxima, qui ramène le corps travailleur à sa tension et à sa température initiales.

Ces deux cycles sont exactement semblables ou représentés

par le même diagramme ; mais le premier correspond à une production de travail et à une dépense de chaleur, tandis que le second correspond à une dépense de travail et à une production de chaleur qui sont rigoureusement égales à la production de travail et à la dépense de chaleur réalisées dans le premier.

Ces deux résultats ont été suffisamment démontrés pour le cas d'emploi des gaz, mais ils sont également applicables à un corps travailleur quelconque.

Pour le démontrer, Carnot s'appuie sur l'impossibilité du mouvement perpétuel et prouve que l'on aboutit infailliblement à ce mouvement impossible, lorsque l'on admet qu'un corps, sous l'action d'une quantité déterminée de chaleur, peut produire plus de travail externe qu'un autre corps, quand on leur fait décrire le même cycle réversible entre les mêmes limites de température, et il formule le principe de la manière suivante :

A une même quantité de chaleur empruntée à une source de chaud et produisant le travail suivant le cycle qui porte son nom, entre cette source de chaud et une source de froid ayant, chacune, leur température propre, correspond toujours une même quantité de travail externe, quels que soient la nature et le poids du corps travailleur.

M. Clausius le démontre d'une autre manière, en s'appuyant sur un fait d'observation que l'expérience n'a jamais démenti et que voici :

La chaleur ne peut passer d'elle-même d'un corps chaud dans un corps froid.

Ce principe admis, on peut démontrer le théorème de Carnot à l'aide du raisonnement suivant, dont nous empruntons la plus grande partie à l'ouvrage de M. Ledieu sur les machines marines.

Soient A et B (fig. 11), deux corps de nature et de poids quelconques, fonctionnant contre deux pistons *m* et *n*, suivant le cycle de Carnot, et admettons, pour un instant, que ces deux corps empruntent la même quantité de chaleur à la source de chaud D, et transmettent à l'extérieur des quantités de travail

T_m et T_n, différentes ; par exemple : que le travail T_n produit par le corps B, soit plus petit que le travail T_m produit par le corps A.

Si, pour la même dépense de chaleur Q, le travail T_n est plus petit que le travail T_m, il est clair qu'en transmettant au corps B, une quantité de chaleur Q_1 plus grande que Q, on pourra toujours faire produire à ce corps B, une quantité de travail externe égale à T_m.

Faisons maintenant fonctionner le corps A suivant le cycle de Carnot représenté par le diagramme *a' b' c' d' a'* ; il produira le travail T_m avec la quantité de chaleur Q empruntée à la source de chaud D, et en abandonnant à la source de froid E, une quantité de chaleur Q' pendant la période de compression isothermique *c' d'*.

Le corps B fonctionnant également suivant le cycle de Carnot, fournira la même quantité de travail T_m représentée par le diagramme *a b c d a* de même surface que le diagramme *a' b' c' d' a'*, et en abandonnant à la source de froid E, une quantité de chaleur Q'_1 pendant la période de compression isothermique *cd*.

Mais si l'on fait fonctionner ce corps B de façon qu'il décrive le même cycle en sens inverse ; c'est-à-dire si l'on commence l'opération par une détente adiabatique *ad* entre la température maxima et la température minima, suivie d'une détente isothermique *dc* sous la température minima ; puis, qu'à ces deux opérations, succèdent une compression adiabatique *cb*, de la température minima à la température maxima, et une compression isothermique *ba* sous la température maxima, il faudra évidemment, suivant les exigences du cycle de Carnot, que la source de froid à la température minima, fournisse au corps travailleur, pendant la période de détente isothermique *dc*, une certaine quantité de chaleur, sans quoi la température de ce corps s'abaisserait au-dessous de la limite minima.

Cette quantité de chaleur sera évidemment égale à la quantité Q'_1 que la source de froid avait absorbée pour maintenir l'uniformité de température pendant la même période, lorsqu'elle représentait une compression au lieu d'une détente.

Il faudra également, et pour les mêmes motifs, que pendant la période de compression isothermique *ba* sous la température maxima, le corps travailleur transmette à la source de chaud D, la quantité de chaleur Q_1 pour que sa température ne dépasse pas la température maxima.

Admettons maintenant que les deux corps A et B fonctionnent simultanément, le premier décrivant le cycle direct *a' b' c' d' a'*, le second le cycle renversé *a d c b a;* le premier produira, pendant les deux courses du piston *m*, le travail moteur T_m, et le second produira, pendant le même temps, un travail résistant égal à ce travail moteur.

Si l'on suppose les deux pistons reliés par une communication de mouvement parfaite théoriquement, le travail moteur T_m sera exactement consommé par le travail résistant qui lui est égal.

Il est évident qu'après l'opération, la source de chaud D aura fourni au corps A la quantité de chaleur Q, qu'elle aura reçu du corps B, la quantité de chaleur $Q_1 > Q$, et que, d'autre part, la source de froid aura emprunté au corps A, la quantité de chaleur Q' et aura fourni au corps B, la quantité de chaleur Q'_1; cette source de froid aura donc perdu la quantité de chaleur $Q'_1 - Q'$, que nous allons évaluer à l'aide de l'observation suivante :

Les quantités de travail T_m produites et neutralisées par les deux opérations inverses des corps A et B, sont exactement égales. Dans les conditions que nous avons admises, aucune parcelle de chaleur n'a été fournie par une autre source que la source de froid D, et comme les deux travaux se sont neutralisés réciproquement au point de vue de la production de chaud et de froid, il en résulte que la quantité de chaleur qu'a reçue la source de chaud, n'a pu provenir que de l'emprunt fait à la source de froid et que l'on doit avoir l'égalité :

$$Q_1 - Q = Q'_1 - Q' .$$

Il résulte de là qu'une certaine quantité de chaleur aurait passé d'elle même et sans le secours d'aucun travail, d'un corps froid dans un corps chaud, ce qui est regardé comme impos-

sible; donc le corps B n'a pu exiger que la même quantité de chaleur que le corps A pour la production de la même quantité de travail externe, suivant le cycle de Carnot, et l'on doit avoir:

$$Q = Q_1, \quad \text{ainsi que} \quad Q' = Q'_1.$$

Maintenant supposons que deux corps, de natures différentes, décrivent chacun un cycle de Carnot entre les mêmes limites de température et dans le même sens, empruntant à la source de chaud, des quantités de chaleur différentes Q et Q_1, et cédant à la source de froid, des quantités de chaleur Q' et Q'_1 qui seront également différentes. Les quantités de travail externe transmis T et T_1, seront proportionnelles aux quantités de chaleur Q et Q_1 et aux quantités de chaleur Q' et Q'_1. On aura donc :

$$T : T_1 = Q : Q_1 = Q' : Q'_1,$$

et les fractions de chaleur utilisée seront, dans les deux cas :

$$\frac{Q - Q'}{Q} = \frac{Q_1 - Q'_1}{Q_1};$$

ce qui signifie que le *rendement calorifique* est constant pour tous les corps travaillant suivant le cycle de Carnot entre les mêmes limites de température.

Il résulte de là que ce rendement ne dépend plus que de l'écart de ces températures, et nullement de la nature des corps employés comme intermédiaires dans la production du travail par la chaleur.

Cette démonstration de M. Clausius se trouve encore corroborée indirectement par le principe incontestable de l'impossibilité du mouvement perpétuel ; en effet, si à l'aide d'un mécanisme quelconque fonctionnant sous l'action de deux corps travailleurs, il était possible de transporter de la chaleur d'un corps froid dans un corps chaud, sans l'aide d'un travail étranger et quelle que fût la température du corps chaud, on pourrait à l'aide de ce mécanisme, emprunter de la chaleur à tous les corps qui sont à la température atmosphérique ordinaire, la transporter dans un corps à haute température qui en recevrait du corps travailleur, plus qu'il ne lui en abandonnerait, et la

différence pourrait servir à mettre en mouvement un appareil moteur quelconque.

Une semblable machine s'alimenterait de chaleur elle-même, sans le secours d'aucun travail étranger, ou d'aucune chaleur étrangère et constituerait ce que l'on nomme le *mouvement perpétuel,* dans l'hypothèse où il n'y aurait ni pertes de travail par des résistances passives, ni perte de chaleur par rayonnement extérieur.

Quand nous avons constaté que le mode de fonctionnement des gaz, suivant le cycle de Carnot, était le plus favorable de tous au rendement calorifique, nous avons trouvé que ce rendement qui représentait la plus grande fraction de la chaleur dépensée qui pût être utilisée théoriquement, était représenté par

$$\frac{Q - Q'}{Q} = \frac{T - T'}{T},$$

$T - T'$ représentant l'écart des températures absolues entre lesquelles fonctionnait le gaz travailleur. Or, puisque la nature du corps travailleur, comme nous venons de le démontrer, est tout à fait indifférente, l'expression $\frac{T-T'}{T}$ pourra s'appliquer à tous les corps travaillant sous l'action de la chaleur et, tout spécialement, à la vapeur d'eau et à la vapeur de tout autre liquide. C'est cette expression qui représente, en toutes circonstances, le maximum d'utilité que l'on peut retirer, théoriquement, d'une quantité donnée de chaleur, et c'est à ce rendement théorique maximum, qu'il faut comparer les rendements de tous les appareils fonctionnant sous l'action de la chaleur, pour avoir une idée nette de leurs valeurs absolues et relatives.

On a souvent comparé la chaleur utilisée ou transformée en travail externe dans une machine, à la chaleur totale dépensée, ou au travail correspondant à cette chaleur totale et, de la faible valeur de la fraction utilisée, on a conclu que les machines étaient vicieuses en principe, ou tout au moins susceptibles d'immenses perfectionnements, mais cette comparaison pêchait par la base ; on ne peut comparer la chaleur transformée en travail externe dans une machine, qu'à la fraction de la cha-

leur qui serait utilisée si le corps travailleur qui est généralement la vapeur, l'air ou le gaz brûlé, fonctionnait suivant le cycle de Carnot entre les températures maxima et minima qui se produisent dans ces appareils ; c'est ce cycle qui fournit le maximum théorique d'utilisation de la chaleur et une machine thermique qui transformerait en travail externe, une fraction de la chaleur qui lui est appliquée, égale à la fraction

$$\frac{T - T'}{T},$$

serait une machine théoriquement parfaite et à laquelle il n'y aurait plus un seul perfectionnement à apporter.

Comme moyen de vérification pratique du principe de Carnot, nous allons examiner si, en faisant fonctionner l'eau et sa vapeur, suivant le cycle de Carnot, on obtient bien l'utilisation de la fraction $\frac{T - T'}{T}$ de la chaleur disponible.

Nous supposerons que la chaleur agit sur $1^{kil.}$ de fluide.

Pour faire fonctionner $1^{kil.}$ de vapeur d'eau suivant le cycle de Carnot, il faut supposer :

1° Que l'eau prise à la tension et à la température maxima, se détend d'abord suivant la courbe isothermique, ce qui exige qu'on lui transmette une certaine quantité de chaleur Q pour produire la vaporisation sous la tension initiale.

La courbe isothermique, dans ce cas, est évidemment une ligne droite, et la chaleur dépensée Q est égale à la somme des chaleurs interne et externe, correspondantes à la tension sous laquelle la vaporisation du liquide s'est effectuée.

2° Que la vaporisation de l'eau sous tension et sous température, constantes, étant accomplie, la vapeur formée se détend adiabatiquement, depuis la tension de formation, jusqu'à la température et jusqu'à la tension limite, inférieures.

Pendant cette seconde période du cycle, une certaine fraction de la vapeur se condense et conserve, à l'état liquide, la température limite inférieure, après avoir cédé sa chaleur de vaporisation.

3° Que ces deux périodes sont suivies d'une période de compression isothermique, pendant laquelle un réfrigérant quel-

conque enlève à la vapeur une quantité de chaleur Q′ suffisante pour empêcher sa tension et sa température de s'élever. Il se produit évidemment pendant cette troisième période une seconde condensation, et elle doit être continuée jusqu'au point où la quantité d'eau liquide à la température minima et la quantité de vapeur à la tension correspondante à cette température, sont telles, que la compression adiabatique finale ramènera le corps entier à l'état liquide et à la tension ainsi qu'à la température, initiales.

4° Que le cycle se termine par la compression adiabatique finale.

Il faut évidemment supposer que, pendant cette compression adiabatique finale, l'eau liquide et la vapeur sont assez intimement mélangées, pour qu'elles aient toujours exactement la même température.

Quant aux proportions relatives d'eau liquide et de vapeur à la température minima, que doit présenter le mélange au début de cette compression adiabatique, elles seront données par la vaporisation qui se produit dans 1$^{kil.}$ d'eau à la température maxima, quand on suppose que ce liquide se détend adiabatiquement jusqu'à la tension et jusqu'à la température minima. La période de compression adiabatique est exactement l'inverse de la détente adiabatique, et il se condensera autant de vapeur dans la première pour relever la température du liquide jusqu'à la limite maxima, qu'il se vaporiserait d'eau dans la seconde pour passer, par détente adiabatique, de la tension et de la température maxima du kil. d'eau à sa température et à sa tension minima.

Nous avons vu, dans le chapitre précédent, comment on pouvait déterminer la quantité d'eau qui se vaporisait lorsqu'on agrandissait l'espace occupé par 1$^{kil.}$ de ce liquide, à une tension et à une température correspondante déterminées, jusqu'au point d'abaisser sa température et la tension correspondante jusqu'à une limite assignée d'avance.

En appliquant cette méthode à 1$^{kil.}$ d'eau à 8 atmosphères, travaillant suivant le cycle de Carnot, jusqu'à une tension

limite inférieure de 0,50 atmosphère, on trouve successivement :

Température absolue à $8^{atm.}$... $273^{\circ} + 170^{\circ},81 = 443^{\circ},81$

Température absolue à $0^{atm.},50$... $273^{\circ} + 81^{\circ},71 = 354^{\circ},71$

Rendement théorique maximum entre ces deux limites de température :

$$\frac{T-T'}{T} = \frac{443,81-354,71}{443,81} = 0,201 .$$

Quantité de chaleur interne et externe qu'il faut transmettre au kil. d'eau à $170^{\circ},81$ centigrades, pour le transformer tout entier en vapeur à $8^{atm.}$.

D'après la table fondamentale :

$$440^{cal.},289 + 45^{cal.},420 = 485^{cal.},709 = Q.$$

Dans le chapitre qui concerne la détente adiabatique de l'eau chaude, nous avons vu (page 185) que lorsqu'un kil. d'eau à $8^{atm.}$ se détend adiabatiquement jusqu'à $0^{atm.},50$, il se vaporise $0^{kil.},1475$ de cette eau, et celle-ci prend, avec sa vapeur, la température de $81^{\circ},71$ qui correspond à $0^{atm.},50$.

Il résulte de là qu'avant la compression finale du cycle, le mélange d'eau et de vapeur que cette compression adiabatique doit ramener à l'état liquide et à $170^{\circ},81$, se composera de $0^{kil.},1475$ de vapeur à $0^{atm.},50$ et de $1 - 0,1475 = 0^{kil.},8525$ d'eau liquide à $81^{\circ},71$.

A la fin de la première période du cycle, le kil. d'eau réduit en vapeur à $8^{atm.}$ occupe, d'après la table fontamentale, un volume de 0,2329 mètre cube.

Après sa détente adiabatique jusqu'à $0^{atm.},50$, il occupera un volume V qui pourra être déterminé par la proportion connue.

$$\frac{8^{atm.}}{0^{atm.},50} = \frac{V^{1,135}}{(0,2329)^{1,135}} ; \quad \text{d'où } V = 2,680 \text{ mètres cubes.}$$

Comme à $0^{atm.},50$, 1 kil. de vapeur occupe, d'après la table fondamentale, un volume de $3^{m^3},1705$, il se sera condensé pendant cette détente adiabatique :

$$3,1705 - 2,680 = 0^{m^3},4905 \text{ de vapeur,}$$

dont le poids est de

$$\frac{0^{m3},4905}{3^{m3},1705} = 0,1547 \text{ kilogramme}.$$

Il ne reste donc, après cette détente adiabatique, que :

$$1^{kil.} - 0^{kil.},1547 = 0^{kil.},8453 \text{ de vapeur à } 0^{atm.},50,$$

et comme, à la fin de la troisième période du cycle, c'est-à-dire à la fin de la compression isothermique, il ne doit rester qu'un mélange d'eau et de vapeur à $0^{atm.},50$, composé de $0^{kil.},8525$ d'eau et de $0^{kil.},1475$ de vapeur, il est clair qu'il faudra que le réfrigérant, pendant la compression isothermique, condense à la température constante de 81°,71, un poids de vapeur égal à

$$1^{kil.} - 0^{kil.},1547 - 0^{kil.},1475 = 0^{kil.},6978.$$

Sous la tension de $0^{atm.},50$, la condensation de $1^{kil.}$ de vapeur sous pression constante, reproduit d'après la table, en chaleur interne et en chaleur externe,

$$510^{cal.},767 + 38^{cal.},637 = 549^{cal.},404$$

qui doivent être enlevées par un réfrigérant ; donc celui-ci, dans le cas dont il s'agit, doit enlever à la vapeur pendant la période de compression isothermique sous tension constante de $0^{atm.},50$,

$$549^{cal.},404 \times 0^{kil.},6978 = 383^{cal.},374 = Q'.$$

Le coefficient de rendement de la chaleur appliquée au kil. d'eau à $8^{atm.}$ et fonctionnant suivant le cycle de Carnot, entre $8^{atm.}$ et $0^{atm.},50$, ou entre 170°,81 et 81°,71 centigrades, dans l'hypothèse où il n'y aurait ni résistances passives ni pertes de chaleur par rayonnement extérieur, serait donc de

$$\frac{Q-Q'}{Q} = \frac{485^{cal.},709 - 383^{cal.},374}{485^{cal.},709} = 0,208.$$

La différence entre ce chiffre et celui de 0,201 que nous a donné l'expression $\frac{T-T'}{T}$, est assez faible pour que l'on puisse reconnaître dans cette presque coïncidence des deux résultats, une confirmation de l'exactitude du principe énoncé.

Le kil. d'eau fonctionnant dans les conditions que nous venons d'analyser, produisait donc pour une dépense de $485^{cal.},709$, une quantité de travail externe égale à

$$(485^{cal.},709 - 383^{cal.},374)\ 425^{km.} = 43492 \text{ kilogrammètres.}$$

Nous avons fait de semblables calculs sur l'eau fonctionnant suivant le cycle de Carnot, entre deux limites de température différentes des précédentes, et nous avons obtenu les résultats suivants :

Tensions limites.	Chutes de température $T - T'$.	Valeurs de Q pour 1 kil. d'eau.	Valeurs de Q'.	Coefficients $\frac{T-T'}{T}$	Coefficients $\frac{Q-Q'}{Q}$
De $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$	$159°,22 - 81°,71$ ou $77°,51$	$494^{cal.},124$	$406^{cal.},504$	0,179	0,178
De $3^{atm.}$ à $1^{atm.}$	$152°,22 - 100°$ ou $52°,22$	$499^{cal.},136$	$437^{cal.},309$	0,123	0,125
De $4^{atm.}$ à $1^{atm.}$	$144°,60 - 100°$ ou $44°,60$	$505^{cal.},110$	$451^{cal.},329$	0,105	0,106

Ces valeurs de $\frac{T-T'}{T}$ et de $\frac{Q-Q'}{Q}$ pour la même chute de température, sont évidemment aussi voisines de l'égalité absolue, qu'elles peuvent l'être dans des calculs dont l'un repose sur une base purement théorique et l'autre sur des résultats d'expériences, et il n'est plus possible de contester la possibilité d'appliquer l'expression $\frac{T-T'}{T}$ à la détermination de l'effet utile théorique de la chaleur fonctionnant suivant le cycle de Carnot, sur l'eau et sur sa vapeur.

C'est à cet effet utile que M. Sandra devra maintenant comparer celui que l'on tire d'une vapeur quelconque fonctionnant suivant un

e cycle ou dans d'autres conditions, pour avoir une idée te de la valeur de cet autre mode d'emploi de la chaleur l'intermédiaire de cette vapeur.

DE LA CONDENSATION DES VAPEURS.

Dans tout ce qui va suivre sur la condensation des vapeurs, nous admettrons que ces vapeurs et le liquide qui les a fournies, ne contiennent point de gaz non condensables, ou sont dépouillés de tout fluide étranger, et nous admettrons, de plus, qu'il s'agit de vapeurs d'eau, les vapeurs d'autres liquides n'ayant, au point de vue mécanique, qu'une importance très secondaire jusqu'à présent. Du reste, les considérations appliquées à la vapeur d'eau, seront aussi applicables aux vapeurs d'autres liquides, en substituant aux valeurs de la chaleur du liquide et de la chaleur de vaporisation qui concernent l'eau, les valeurs correspondantes qui sont relatives à ces autres liquides.

Considérons d'abord $1^{kil.}$ d'un mélange d'eau et de vapeur saturée à une température t, et représentons par :

a la fraction du poids total du mélange, qui se trouve à l'état de vapeur ;

c la capacité calorifique du liquide, sous tension constante; quand il s'agit d'eau, la valeur de c peut être considérée sans inconvénient, comme égale à 1.

$1 - a$ sera le poids de la partie liquide.

La chaleur disponible au-dessus de 0°, dans la partie liquide, sera :

$$(1 - a)\, t \,.\, 1^{cal.} = t - at \,.$$

La chaleur disponible dans la partie qui se trouve à l'état de vapeur, se compose : 1° de la chaleur du liquide à la température t; 2° de la chaleur interne ; ces deux quantités de chaleur doivent être enlevées à la vapeur pour la ramener à l'état de liquide à 0°.

Quant à la chaleur externe, elle a disparu dans la vaporisa-

tion sous la température t, et elle ne serait reproduite en tout ou en partie pendant la condensation, que si cette condensation était accompagnée d'un travail extérieur de compression. Si elle s'effectuait sans travail extérieur, par exemple, dans une capacité de grandeur invariable, la chaleur externe ne serait point reproduite, tandis que la chaleur interne le serait par le travail d'agrégation qui constitue la transformation de la vapeur en eau liquide.

Si l'on désigne par :

p, la tension en kil. par m^2, de la vapeur à la température t,

u, le volume de $1^{\text{kil.}}$ de cette vapeur ;

le travail externe correspondant à ce kil. de vapeur, serait :

$$pu,$$

et la quantité de chaleur à laquelle il correspond, aurait pour valeur :

$$Apu = \frac{pu}{425^{\text{km.}}}.$$

Il résulte de là que dans la condensation sans travail externe de compression, du poids a de vapeur d'eau, la quantité de chaleur qu'il faudra lui enlever pour le ramener à l'état d'eau à 0°, sera égale à

$$a\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,t - Apu)\,,$$

et que, pour ramener la totalité du mélange à la température 0°, il faudra lui enlever :

$$t - at + a\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,t - Apu)\,;$$

soit $\quad (1 - a)\,t + a\,(606^{\text{cal.}},5 + 0{,}305\,.\,t - Apu).$

Si, au lieu de ramener la totalité du mélange à la température 0°, on ne le refroidissait, avec condensation de la totalité de la vapeur, que jusqu'à la température t', la quantité de chaleur qu'il conserverait au-dessus de 0°, serait de $1^{\text{kil.}}\,t'$, et il suffirait de lui enlever, dans ce cas, la chaleur :

$$(1 - a)\,(t - t') + a\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,t - Apu).$$

Quand $1 - a = 0$, il reste, pour un poids a de vapeur :

$$a\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,t - Apu - t').$$

Dans les applications aux machines, il est extrêmement rare que la condensation s'effectue sans travail externe de compression ; la vapeur qui se trouve dans le cylindre à la fin d'une course, est comprimée par le piston pendant qu'elle passe au condenseur dans la course suivante, et ce travail de compression qui constitue le travail de contrepression sur ce piston, se transforme en chaleur qui doit aussi être enlevée par le réfrigérant pour effectuer la condensation.

D'un autre côté, le travail que peut produire, par sa détente, la vapeur poussée par le piston, en pénétrant dans le condenseur, si la condensation n'est pas instantanée, et qui doit se transformer en force vive dans les éléments matériels du fluide, occasionne la disparition d'une certaine quantité de chaleur ; mais cette force vive qui s'éteint rapidement dans cette capacité considérée comme invariable, se reconvertit immédiatement en chaleur ; de sorte que ces deux phénomènes contraires se neutralisent et peuvent être considérés comme non avenus, au point de vue de la quantité de chaleur qu'il faut enlever à la vapeur pour la condenser.

Dans les machines où la condensation s'opère par une injection d'eau froide dans le condenseur et non par refroidissement extérieur des parois de ce condenseur, il existe une seconde source de production de chaleur ; elle réside dans l'injection de l'eau froide. Cette injection est faite dans un milieu où règne une certaine tension p' et l'eau affluente arrive avec une certaine vitesse et une certaine force vive. S'il entre un volume d'eau froide v, le travail résistant qui correspond à l'introduction de l'eau froide a pour valeur

$$p'v,$$

et si q représente le poids de l'eau introduite et v_1 sa vitesse d'arrivée dans le condenseur, sa force vive sera

$$\frac{q\,v_1^2}{2g}.$$

Le travail $p'\,v + \frac{q\,v_1^2}{2g}$ sera ensuite transformé en chaleur qui se retrouvera dans les eaux de condensation.

Comme nous le démontrerons plus loin, à l'aide d'une application numérique, cette quantité de chaleur

$$\frac{1}{425}\left(p' v + \frac{q\, v_1^2}{2\, g}\right)$$

est toujours assez faible pour que l'on puisse, sans inconvénient, la négliger dans les calculs qui concernent la condensation dans les machines ordinaires.

Lorsque la condensation s'effectue dans une capacité invariable et par refroidissement des parois de la capacité, cette cause de production de chaleur est supprimée.

Il y a aussi dans les appareils de condensation ordinaires, une cause de refroidissement autre que la présence du corps réfrigérant. Le condenseur verse habituellement les produits de la condensation dans une pompe à air où ils sont appelés par aspiration, et comme il règne, dans ce condenseur, une tension p' due à la vapeur qui y existe encore, cette tension produit contre le piston de la pompe à air, pendant l'aspiration, un travail moteur qui neutralise une quantité correspondante de chaleur et qui vient en aide à l'action du corps réfrigérant.

D'après toutes ces observations, si on désigne par :

T_r le travail de compression transmis par le piston moteur au mélange d'eau et de vapeur qui se rend au condenseur,

t_m le travail transmis par la vapeur du condenseur, au piston de la pompe à air,

t_r le travail d'introduction de l'eau froide dans le condenseur, quand on emploie ce procédé de refroidissement,

l'expression générale de la quantité de chaleur Q qu'il faut enlever à $1^{kil.}$ de mélange d'eau et de vapeur à la température t, pour le ramener tout entier à l'état liquide et à la température t', deviendra :

$$Q = (1 - a)(t - t') + a\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, t - Apu - t') + A\,(T_r + t_r - t_m). \qquad (B)$$

Application numérique. — Déterminer la quantité de chaleur qu'il faut enlever à $1^{kil.}$ d'un mélange d'eau et de vapeur à la tension de $1^{atm.}$, pour le ramener tout entier à l'état d'eau liquide à 35° centigrades. La vapeur entre pour 0,75 dans le

mélange ; le piston qui l'envoie au condenseur lui transmet, pour l'expulser, un travail absolu de 8000 kilogrammètres et le piston de la pompe à air qui débarrasse ce condenseur des produits de la condensation, engendre, pendant l'opération, un volume de $0^{m^3},06$.

La condensation est supposée produite par refroidissement des parois du condenseur.

Dans ces conditions, le travail t_r est nul, a est égal à $0^{kil.},75$, $t = 100°$, $t' = 35°$, le travail externe Apu pour $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$ est, d'après la table fondamentale, de 40,2 calories, et

$$AT_r = \frac{8000^{k.m.}}{425} = 18,82 \text{ calories.}$$

Quant au produit At_m, il peut être déterminé de la manière suivante :

A 35°, la tension de la vapeur d'eau est de $0^{atm.},055$ d'après la table fondamentale. La pression, par mètre carré, exercée contre le piston de la pompe à air dans le sens de son mouvement, sera donc de

$$0^{atm.},055 \,.\, 10333^{kil.} = 568^{kil.},32 \,;$$

le travail qui lui sera transmis aura pour valeur

$$568^{kil.},32 \,.\, 0^{m^3},06 = 34,1 \text{ kilogrammètres,}$$

et la chaleur neutralisée ne s'élèvera qu'à

$$\frac{34,1}{425} = 0,08 \text{ calorie} = At_m.$$

En substituant ces valeurs numériques dans l'expression générale (B), on trouve

$$Q = 16,25 + 419,85 + 18,82 - 0,08 = 455 \text{ cal. en nombre rond.}$$

Il faudrait donc enlever 455 calories aux parois du condenseur par un moyen de refroidissement quelconque, pour ramener la totalité du mélange d'eau et de vapeur à l'état d'eau liquide à 35°.

Si la totalité du kil. eût été de la vapeur saturée sèche, la quantité de chaleur à enlever pour la condenser à 35°, aurait eu pour valeur, en observant que, dans ce cas, $a = 1$,

$$Q = 606,5 + 0,305\, t - Apu - 35° + A\,(T_r - t_m); \quad \text{(D)}$$

d'où $$Q = 559,8 + 18,82 - 0,08 = 578^{cal.},54.$$

Si, au lieu de refroidir la vapeur par l'action d'un réfrigérant extérieur, on la refroidissait par injection d'eau prise à la température de 12° centigrades, le poids q de ce liquide nécessaire pour effectuer la condensation dans les conditions données en dernier lieu, serait déterminé par l'équation :

$$q\,(35^\circ - 12^\circ) = 578^{\text{cal.}},54\,; \quad \text{d'où} \quad q = 25^{\text{kil.}},15 \text{ ou } 0^{\text{m}^3},0251.$$

Ce volume d'eau froide pénétrant dans le condenseur, rencontrerait une résistance de $568^{\text{kil.}},32$ par mètre carré et le travail qui correspondrait à cette résistance, serait de

$$568^{\text{kil.}},32 \,.\, 0^{\text{m}^3}0251 = 14^{\text{km.}},264.$$

Ce travail transformé en chaleur fournirait

$$\frac{14,264}{425} = 0^{\text{cal.}},0335.$$

Mais, outre le travail d'introduction, le liquide réfrigérant a encore reçu une quantité de force vive correspondante à sa vitesse d'arrivée v qui peut être déterminée par l'expression connue

$$v = \sqrt{2gh}.$$

h est ici la colonne d'eau qui représente la différence des tensions dans le condenseur et dans le milieu d'où provient le liquide réfrigérant. S'il est soumis extérieurement à la pression atmosphérique ordinaire, ce qui est le cas ordinaire des applications, on aura :

$$h = 10^{\text{m}},333\,(1^{\text{atm.}} - 0^{\text{atm.}},055) = 9,765,$$

et

$$v^2 = 19,62 \,.\, 9,765 = 191,59.$$

La force vive du liquide en arrivant dans le condenseur sera donc de

$$\frac{25^{\text{kil.}},15 \,.\, 191,59}{19,62} = 245^{\text{km.}},$$

et cette force vive transformée en chaleur ne produirait que

$$\frac{245^{\text{km.}},}{425} = 0^{\text{cal.}},58.$$

On voit, par cette application, qui ne sort pas des conditions pratiques ordinaires, que l'on peut très bien, dans les calculs de cette nature, négliger l'influence du travail transmis au

piston de la pompe à air et celle du travail d'introduction de l'eau dans les condenseurs, parce qu'elles n'ont aucune importance.

Les expressions (B) et (D) se réduisent alors à :

Pour les mélanges de 1 kil. de vapeur et d'eau, ou pour le cas de (B)

$$Q = (1-a)(t-t') + a(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, t - Apu - t') + AT_r. \quad (C)$$

Pour un poids quelconque a de vapeur saturée sèche, ou pour le cas de (D)

$$Q = a(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, t - Apu - t') + AT_r. \quad (E)$$

Nous avons admis, dans ce qui précède, que la totalité de la vapeur se condensait sous l'action du réfrigérant qui lui était appliqué, mais il n'en est point ainsi lorsque l'opération s'effectue dans une capacité où règne le vide absolu, ou qui contient déjà une certaine quantité d'eau et de vapeur à une tension inférieure à celle qui correspond à la température t' qui doit exister dans cette capacité après la condensation.

Lorsque le mélange d'eau et de vapeur à la température t, arrive dans une capacité où existe le vide absolu, le refroidissement y abaisse sa température t jusqu'à la température finale t', mais si cette capacité est plus grande que le volume du mélange ramené tout entier à l'état liquide, il restera une partie plus ou moins considérable de la vapeur primitive qui ne se sera point condensée et qui remplira tout l'espace disponible à l'état de vapeur saturée à la température finale t', et cette partie sera d'autant plus considérable que la capacité sera plus grande.

Il résulte de là que pour abaisser la température du mélange d'eau et de vapeur, de la température initiale t à la température finale t', lorsque l'opération s'effectue dans une cepacité primitivement vide, il faut lui enlever d'autant moins de chaleur que la capacité est plus grande, parce que la portion de la vapeur qui ne se condense pas et qui ne restitue pas sa chaleur interne, augmente avec cette capacité.

Si la capacité était préalablement pleine de vapeur à une tension inférieure à celle qui correspond à la température

finale t', il resterait, après la condensation à cette température t', une masse de vapeur plus grande que celle que la capacité contenait primitivement, et il ne faudrait enlever au mélange, pour l'amener à la température t', qu'une quantité de chaleur moindre que s'il était tout entier ramené à l'état liquide, mais plus grande cependant que si la capacité eût été primitivement tout à fait vide, toutes choses restant égales d'ailleurs.

Si la capacité était préalablement pleine de vapeur à une tension supérieure à celle qui correspond à la température finale, la tension, dans cette capacité, après que le mélange primitif aurait été ramené à la température t', serait plus faible qu'au début de l'opération ; le réfrigérant devrait alors enlever à ce mélange primitif toute la chaleur qui serait déterminée par l'expression (E), plus celle qu'il serait nécessaire d'enlever à la vapeur pré-existante pour la condenser partiellement et ramener sa tension à la valeur qui correspond à la température finale t'.

Enfin lorsque la capacité, avant l'opération, est pleine d'un mélange d'eau et de vapeur à la température finale t', et lorsqu'à l'aide d'une pompe on retire de cette capacité un volume d'eau égal à celui qu'occupe le mélange primitif à refroidir, quand il est tout entier ramené à l'état liquide, il reste, après cette opération, autant de vapeur qu'il en existait primitivement, dans la capacité, et la quantité de chaleur à enlever au mélange primitif qui arrive dans cette capacité, est exactement égale à celle qui est fournie par l'expression (C) ou par l'expression (E) suivant les circonstances, parce que la totalité de la vapeur que renferme ce mélange se trouve ramenée à l'état liquide et à la température t'.

C'est ce dernier cas qui se présente habituellement dans les applications aux machines, et le travail de contrepression T_r du piston y est toujours plus petit que celui qui correspond à la chaleur externe tabulaire de la vapeur qui passe du cylindre au condenseur ; mais comme cette vapeur contient de l'eau liquide qui contribue à élever la température des eaux de condensation, on admet généralement à priori, pour calculer la température de ces eaux de condensation, que la vapeur apporte

dans ce condenseur, sa chaleur totale Q déterminée par l'expression :

$$606{,}5 + 0{,}305\ t. \text{ (Page 87.)}$$

On simplifie ainsi des calculs dont les résultats ne peuvent être qu'approximatifs, dans toutes les hypothèses.

La formule qui donne la quantité de chaleur qu'il faut enlever à 1 kil. de vapeur pour le condenser à la température t', devient alors :

$$Q = 606{,}5 + 0{,}305.\ t - t'. \qquad \text{(E)}$$

C'est cette expression que nous appliquerons plus tard aux calculs des appareils de condensation.

S'il s'agissait de vapeur d'un liquide autre que l'eau, il serait aisé, d'après toutes les considérations que nous venons d'exposer, de construire les équivalents des expressions (C) et (E), applicables à la condensation des vapeurs de cet autre liquide.

DE L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES.

Dans l'usage extrêmement restreint que nous avons fait, jusqu'à présent, des lois de l'écoulement des fluides par des orifices percés dans les parois des vases qui les contenaient, nous avons appliqué les formules trouvées à l'aide des anciennes théories qui sont bien loin de reposer sur des phénomènes d'une réalité incontestée, et si ces anciennes théories n'ont pas conduit, dans les applications, à de trop graves mécomptes, c'est parce que les erreurs de principes qu'elles contenaient, ont été judicieusement corrigées par des coefficients d'expérience.

Nous pouvons maintenant étudier ces lois plus complètement, à l'aide des ressources que fournit la science moderne.

Lorsqu'un fluide quelconque, élastique ou non, s'échappe par un orifice, d'un réservoir dans lequel il est soumis à une pression supérieure à celle du milieu dans lequel il s'écoule, et que ce réservoir en reçoit, à chaque instant, une quantité égale à celle qui s'en échappe, l'écoulement s'effectue sous tension constante et avec une vitesse uniforme. Tout se passe exactement, quel que soit le mode d'alimentation du réservoir,

comme si le fluide était contenu dans un cylindre M (fig. 12) et était poussé sous tension constante, par un piston, pendant qu'il s'échappe par l'orifice S.

En admettant que le glissement des particules fluides les unes sur les autres, ou le long des parois de la capacité, ne consomme aucun travail, et que la section du piston soit très grande relativement à celle de l'orifice de sortie, de façon à pouvoir négliger la vitesse de translation de toute la masse fluide dans le cylindre, relativement à la vitesse de sortie par l'orifice, il est clair que la totalité du travail transmis à cette masse fluide, avant sa sortie, sera transformée en force vive dans la partie de ce fluide qui s'échappe et se retrouvera, à l'orifice, dans la veine fluide qui traverse cet orifice et qui l'aura emmagasiné en vertu de son inertie.

En désignant par :

P la tension par m^2 du fluide dans la capacité.

P′ la tension par m^2 du milieu dans lequel la veine fluide s'écoule.

V le volume qu'engendre le piston pendant l'écoulement de l'unité de poids ou de $1^{kil.}$ du fluide.

v sa vitesse de passage par l'orifice S.

T_m le travail externe de dilatation qui peut se produire dans la masse fluide, avant son passage par l'orifice S.

T_r le travail résistant qui correspond à la pénétration de la veine fluide dans le milieu où règne la tension P′.

On obtiendra évidemment l'équation d'équilibre dynamique suivante qui correspond à un écoulement constant :

$$\frac{1^{kil.}.v^2}{2g} = PV + T_m - T_r; \quad \text{d'où } v = \sqrt{2g(PV + T_m - T_r)}. \quad (A)$$

Cette équation s'applique à tous les fluides lorsque, ce qui est le cas ordinaire, ces fluides arrivent dans le voisinage de l'orifice de sortie avec une vitesse et une force vive négligeables relativement à la force vive et à la vitesse d'échappement.

Nous allons exposer maintenant la manière d'appliquer cette expression à la détermination de la vitesse de sortie des diverses catégories de fluides.

Écoulement des liquides. — Les liquides pouvant être considérés, sans grave erreur, comme privés d'élasticité, le travail T_m de dilatation, avant l'échappement, peut être supposé nul et l'expression (A) se réduit à

$$v = \sqrt{2g(PV - T_r)}. \qquad (B)$$

Si la pression exercée sur le liquide, dans la capacité, est de n atmosphères et la tension du milieu dans lequel il s'écoule, de n' atmosphères, il viendra :

$$PV = n \,.\, 10333^k \,.\, V\,; \quad T_r = n' \,.\, 10333^k \,.\, V;$$

et

$$PV - T_r = 10333^k \,.\, V\,(n - n')\,;$$

V est le volume de l'unité de poids ou du kil. de liquide.

$10333^{kil.}\,(n - n')$ représente en kil. par m^2, la différence des tensions qui poussent le liquide de dedans en-dehors de la capacité et de dehors en dedans, c'est-à-dire la tension effective qui produit la vitesse de sortie.

Si l'on désigne encore par :

d la densité du liquide qui s'écoule,

H la hauteur d'une colonne de ce liquide qui exercerait la pression $10333^{kil.}\,(n - n')$ par m^2,

on arrive aux résultats suivants :

Si le liquide est de l'eau pour laquelle le volume V du kilogramme est de $0^{m3},001$, on aura :

$$PV - T_r = 10333 \,.\, 0^{m3},001\,(n - n') = 10,333\,(n - n').$$

Si c'est un liquide de densité d, le volume de $1^{kil.}$ sera :

$$V = \frac{0^{m3},001}{d},$$

et l'expression deviendra :

$$PV - T_r = \frac{10333 \,.\, 0,001}{d}(n - n') = \frac{10,333}{d}\,(n - n').$$

Or, $10^m,333$ est la hauteur d'une colonne d'eau qui exerce une pression de $1^{atm.}$, et $\frac{10^m,333}{d}$ la hauteur d'une colonne d'un liquide de densité quelconque d qui exerce la même pression

par mètre carré, donc $\frac{10,333}{d}(n-n')$ est la hauteur H de la colonne d'un liquide quelconque qui exerce la même pression par m^2 sous l'action de la pesanteur, que lorsqu'il est soumis à la tension de $(n-n')$ atmosphères; d'où il résulte que

$$PV - T_r = \frac{10,333}{d}(n-n') = H,$$

et que l'expression générale (A), se réduit à

$$v = \sqrt{2gH}.$$

L'ancienne théorie conduisait à la même valeur de la vitesse d'échappement de tous les liquides, sous l'action de la pesanteur, mais cette identité des résultats n'existe que pour les fluides privés d'élasticité; lorsqu'ils sont élastiques, l'ancienne et la nouvelle théorie conduisent à des résultats bien différents, comme nous allons le voir.

ÉCOULEMENT DES GAZ DITS PERMANENTS. — Lorsque le fluide est élastique, il reçoit du piston, comme dans le cas précédent, le travail PV, mais en même temps, il subit une détente en passant de la capacité M dans le milieu N où règne une tension P' par mètre carré (fig. 12).

Comme il y a, pendant l'écoulement, libre communication entre cette capacité M et le milieu N, on admet que le fluide en pénétrant dans ce dernier, se trouve ramené à la tension P' qui y existe et que le passage de la tension P à la tension P' s'effectue de la manière suivante :

Il se forme, à partir de l'orifice S et dans la capacité M, une sorte d'entonnoir qui se prolonge jusqu'à une certaine surface *abc*. En dehors de cette surface, le fluide est à la tension P, mais aussitôt qu'il l'a franchie la détente commence et se continue jusqu'à l'orifice S où il possède son maximum de vitesse sous la tension P'. S'il n'a pas encore atteint ce maximum de vitesse et ce minimum de tension dans le plan de l'orifice, la détente peut continuer un peu au-delà jusqu'en un point où la vitesse commence à diminuer sous l'action de la résistance du milieu N ; mais comme la section de la veine fluide peut être considérée comme constante, au moins approximativement,

depuis l'orifice jusqu'à ce point très voisin du maximum de vitesse sous la tension minima P', c'est absolument comme si l'orifice, sans changer de section, était reporté en ce même point et que la détente se fît complètement à l'intérieur de la capacité M.

Si V' représente le volume du kil. de fluide à la tension P' et à la température qu'il possède à la fin de la détente,

et T_m comme ci-dessus, le travail absolu de la détente,

le travail total transmis au kil. de fluide qui s'échappe, sera

$$PV + T_m - P'V',$$

$P'V'$ étant égal au travail résistant que nous avons représenté ci-dessus par T_r.

L'expression (A) devient donc applicable à ce cas d'écoulement et se présente sous la forme

$$v = \sqrt{2g\,(PV + T_m - P'V')}. \qquad \text{(C)}$$

Application numérique. — Déterminer la vitesse théorique d'échappement de l'air sec à la température 0° cent., lorsqu'il est comprimé dans un réservoir jusqu'à la tension absolue de $5^{\text{atm.}}$, et qu'il s'écoule dans l'atmosphère extérieure où règne la tension de $0^{\text{m}},76$ de mercure.

A 0° et à $5^{\text{atm.}}$, 1 mètre cube d'air pèse

$$1^{\text{kil.}},293187 \,.\, 5 = 6^{\text{kil.}},4659.$$

Sous la même tension, le volume du kil. d'air à 0°, est de

$$\frac{1}{6,4659} = 0,1547 \text{ mètre cube.}$$

Le travail PV d'introduction, dans le réservoir, du kil. d'air à $5^{\text{atm.}}$, sera donc de :

$$PV = 5^{\text{atm.}} \,.\, 10333^{\text{kil.}} \,.\, 0^{\text{m}^3},1547 = 7992^{\text{km.}}.$$

Après sa détente jusqu'à $1^{\text{atm.}}$, la température absolue T' de ce kil. d'air, sera fournie par l'expression

$$\frac{273^\circ}{T'} = \left(\frac{5^{\text{atm.}}}{1^{\text{atm.}}}\right)^{0,291}; \quad \text{d'où} \quad T' = 171^\circ \text{ absolus.}$$

La température théorique d'échappement de l'air sera donc

de $273 - 171 = 102°$ au dessous de celle qui existe dans le réservoir.

A cette température T', le volume du kil. d'air ramené par la détente, à la tension de $1^{atm.}$, aura pour valeur

$$\frac{1}{1,29318} \times \frac{171}{273} = 0,4844 \text{ mètre cube,}$$

et le travail résistant qui correspond à la pénétration de la veine fluide, dans l'atmosphère, sera de

$$P'V' = 10333^{kil.} \,.\, 1^{atm.} \,.\, 0^{m^3},4844 = 5005^{km.}.$$

Enfin le travail de détente adiabatique du kil. d'air, de $5^{atm.}$ à $1^{atm.}$, déterminé par la formule ordinaire applicable aux gaz dits permanents, sera de

$$T_m = \frac{PV}{1,41-1}\left\{1-\left(\frac{P'}{P}\right)^{0,291}\right\} = \frac{7992}{0,41}\left\{1-\left(\frac{1}{5}\right)^{0,291}\right\} = 7287^{km.}.$$

La vitesse d'écoulement devient alors :

$$v = \sqrt{19,62(7992+7287-5005)} = 449 \text{ mètres ;}$$

mais il faut observer que l'air, possédant cette vitesse, n'est plus qu'à la tension atmosphérique ordinaire et à la température de 102° centigrades sous zéro.

Si l'orifice percé dans la paroi du réservoir avait un centimètre carré de section, ou $0^{m^2},0001$, le volume qui s'écoulerait par seconde, serait de

$$0,0001 \,.\, 449 = 0,0449 \text{ mètre cube,}$$

et comme le kil. d'air à $1^{atm.}$ et à la température de 102° sous le zéro centigrade, occupe un volume de $0^{m^3},4844$, le poids d'air qui s'écoulerait par seconde serait de

$$\frac{0,0449}{0,4844} = 0^{kil.},0927.$$

En appliquant la même méthode à la recherche de la vitesse d'écoulement de l'air à $1^{atm.},50$ absolues et à la température de 30° centigrades, lorsque cet écoulement se fait dans l'atmosphère, on trouve successivement :

Température absolue à l'échappement	270°
Volume du kil. d'air à $1^{atm.},50$ et à $273° + 30°$.	$0^{m^3},5722$

Volume du kil. d'air à $1^{atm.}$ et à 270°	$0^{m^3},7642$
Travail PV.	$8869^{km.}$
Travail T_m.	$2405^{km.}$
Travail P'V'	$7896^{km.}$
Vitesse d'échappement v	255^{m}
Volume écoulé par seconde, par un orifice de $0^{m^2},0001$	$0^{m^3},0255$
Poids écoulé par seconde	$0^{kil.},0334$

D'après l'ancienne théorie, le volume et le poids de fluide écoulé, se calculaient comme ceux des liquides et l'on admettait que la veine fluide, à sa sortie, possédait la même tension et la même température que celles qui existaient dans le réservoir alimentaire ; puis on corrigeait les différences entre les résultats pratiques et les résultats théoriques par des coefficients qui étaient égaux aux rapports constatés entre les deux catégories de résultats. Ainsi, par exemple, pour l'écoulement de l'air comprimé, par un orifice en mince paroi comme celui que nous avons adopté dans les considérations précédentes, on avait constaté que la dépense pratique était moyennement des 0,65 de la dépense théorique ; mais les expériences n'ont été faites que sur des cas d'écoulement sous des tensions relativement faibles qui ne dépassaient pas de plus d'une demi-atmosphère, la tension atmosphérique extérieure.

La formule qui fournissait la vitesse d'écoulement était la suivante :

$$v = \sqrt{2 g H \frac{D}{d}},$$

dans laquelle H représentait, en mètre de mercure, l'excédant de la tension dans le réservoir sur la tension du milieu dans lequel s'effectuait l'écoulement ;

D le poids du mètre cube de mercure,

et d le poids du mètre cube d'air à la tension et à la température qui régnaient dans le réservoir.

En appliquant cette formule au second cas que nous avons adopté, ci-dessus, on trouve :

$$v = \sqrt{19,62 \,.\, 0^{m},38 \,\frac{13596}{d}}.$$

Comme le poids de 1^{m^3} d'air à $1^{atm.},5$ et à la température de 30° cent., est de

$$1^{kil.},293187 \frac{273}{273+30} 1^{atm.},5 = 1^{kil.},7477 = d,$$

on obtient : $v = 241$ mètres.

Par l'ouverture de $0^{m^2},0001$, le volume écoulé serait de

$$0^{m^2},0001 \,.\, 241 = 0^{m^3},0241 ,$$

et le poids p d'air débité aurait pour valeur :

$$\frac{0^{m^3},0241}{0^{m^3},5722} = 0^{kil.},0421 .$$

$0^{m^3},5722$ est le volume de $1^{kil.}$ d'air à $1^{atm.},50$ et à 30° cent.

Le poids pratique serait, approximativement, de

$$0^{kil.},0421 \,.\, 0,65 = 0^{kil.},0274 .$$

Nous avons trouvé, par la nouvelle théorie, $0^{kil.},0334$; de sorte qu'en modifiant l'ancien coefficient d'expérience pour le rendre applicable au cas que nous avons examiné à l'aide de ces considérations nouvelles, il deviendrait, en le représentant par m :

$$m \,.\, 0^{kil.},0334 = 0^{kil.},0274 ;$$

d'où $m = 0,82$. au lieu de 0,65 .

Lorsque l'on passe de l'écoulement sous les pressions relativement basses dont nous venons d'assigner, approximativement, la limite supérieure, aux cas d'écoulement sous des tensions très élevées, les résultats obtenus par la théorie nouvelle sont de plus en plus différents de ceux que fournit l'ancienne théorie, mais les coefficients d'expérience qui servaient de correctifs à celle-ci, n'ont point été déterminés sous ces tensions élevées, et il serait extrêment utile de faire de nouvelles expériences pour établir le rapport qui existe habituellement entre les quantités d'air écoulées effectivement par des orifices donnés, sous des tensions élevées, et les quantités qui sont indiquées par les théories nouvelles, dans les mêmes conditions. Dans tous les cas, il est facile de reconnaître à l'aide d'applications des nouvelles

lois d'écoulement, à des fluides comprimés jusqu'à une tension élevée, que les résultats que l'on obtient, au point de vue de la masse de fluide qui s'écoule par un orifice déterminé et dans un temps donné, s'écartent tant de ceux que l'on obtiendrait par l'emploi de l'ancienne théorie, qu'il serait impossible d'appliquer ces derniers à la détermination des quantités d'air qui s'écoulent par des orifices sous des tensions très élevées, même en modifiant les coefficients d'expérience. A ce point de vue, tout est à refaire, au point de vue expérimental, pour les tensions élevées.

Écoulement de la vapeur sèche. — Lorsque de la vapeur sèche et saturée s'échappe d'un réservoir par un orifice en mince paroi, elle se comporte comme un gaz permanent, à une exception près ; cette exception consiste dans la condensation d'une certaine quantité de vapeur pendant sa détente dans cette espèce d'entonnoir qui précède l'orifice de sortie; de sorte qu'il s'échappe par cet orifice, un mélange de liquide et de vapeur à la température correspondante à sa tension qui est égale à celle du milieu dans lequel le fluide se précipite.

Quelques vapeurs cependant, comme celle de l'éther qui se surchauffe pendant sa détente adiabatique, échappent à ce phénomène de condensation.

La formule (C) peut servir à déterminer la vitesse d'échappement du mélange de vapeur et de liquide qui se précipite par l'orifice, lorsque c'est de la vapeur saturée sèche qui se trouve dans le réservoir et nous allons montrer par une application numérique à la vapeur d'eau qui se condense partiellement pendant sa détente, comment cette expression (C) peut être utilisée.

Nous supposerons que la vapeur saturée sèche à 5 atmosphères, s'échappe dans l'atmosphère extérieure où règne en ce moment une tension de $0^{m},76$ de mercure, ou de $10333^{kil.}$ par mètre carré.

Le volume de $1^{kil.}$ de vapeur à $5^{atm.}$ étant de $0^{m3},3626$, le travail PV transmis au kil. de fluide qui s'échappe du réservoir, sera :

$$PV = 5^{atm.} . 10333^{kil.} . 0^{m3},3626 = 18734^{km.} .$$

Le travail T_m à détente adiabatique de $5^{atm.}$ à $1^{atm.}$, transmis à la même masse, avant son passage par l'orifice, sera déterminé par la formule ordinaire applicable à la vapeur d'eau,

$$T_m = \frac{PV}{0,135}\left\{1 - \left(\frac{P'}{P}\right)^{\frac{1,135-1}{1,135}}\right\} = \frac{18734^{km.}}{0,135}\left\{1 - \left(\frac{1^{atm.}}{5^{atm.}}\right)^{0,119}\right\} =$$

$$24284^{km.}.$$

Quant au travail résistant $P'V'$ qui neutralise une partie de la force vive que les deux travaux moteurs que nous venons de déterminer, transmettent au kil. de mélange de vapeur et d'eau qui s'échappe, il ne peut être évalué sans que l'on ait préalablement calculé la fraction du poids de vapeur sèche qui se condense pendant la détente.

En appliquant la méthode que nous avons exposée précédemment, au cas particulier d'une détente de $5^{atm.}$ à $1^{atm.}$, on trouve :

$$\frac{P}{P'} = \frac{V'^{1,135}}{V^{1,135}}, \quad \text{ou } \frac{5^{atm.}}{1^{atm.}} = \frac{V'^{1,135}}{(0^{m^3},3626)^{1,135}};$$

on tire de là $V' = 1^{m^3},497$; c'est le volume qu'occupe encore la vapeur à $1^{atm.}$ après la détente.

Comme $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$ occupe un volume de $1^{m^3},6494$, il est clair qu'il s'en est condensé, pendant la détente, un volume de $1,6494 - 1,497 = 0^{m^3},1524$, ou un poids de

$$\frac{0,1524}{1,6494} = 0,1062 \text{ kilogramme.}$$

Le travail résistant $P'V'$ aura donc pour valeur

$$10333^{kil.} \,.\, 1^{m^3},497 = 15468^{km.}.$$

L'expression (C) donne dans ce cas :

$$v = \sqrt{19,62\,(18734 + 24284 - 15468)} = 735 \text{ mètres.}$$

Ainsi lorsque de la vapeur saturée et sèche, contenue dans un réservoir, à une tension de $5^{atm.}$, s'écoule sous tension constante, dans l'atmosphère extérieure, par un orifice percé dans la paroi de ce réservoir, la veine fluide qui traverse l'orifice, se compose de

0,1062 d'eau liquide à 100° centigrade,

de $1 - 0,1062 = 0,8938$ de vapeur à $1^{atm.}$,

et ce mélange possède une vitesse de 735^{m} par seconde, au moins théoriquement et dans l'hypothèse d'une absence complète de résistances passives.

On calculerait de la même manière, la composition du mélange et la vitesse d'échappement pour toute autre tension initiale et pour toute autre tension du milieu dans lequel la vapeur se précipite.

La même méthode s'appliquerait également à la détermination de la vitesse d'échappement de tout fluide élastique, plus ou moins condensable, plus ou moins mélangé de liquide dans le réservoir, pourvu que l'on connût bien exactement les lois de la détente adiabatique dans chaque cas particulier et la densité de la vapeur aux diverses températures et tensions.

Nous ne connaissons point d'expériences bien précises sur le rapport qui existe habituellement entre la quantité théorique de vapeur qui s'échappe d'un réservoir sous une pression et par un orifice déterminés, et la quantité pratique ; de sorte qu'à ce point de vue tout est à faire ; mais une observation attentive des jets de vapeur à leur sortie des chaudières, est venue confirmer en très grande partie les conséquences qui résultent des théories qui précèdent.

Le jet de vapeur qui s'échappe par un orifice, s'élargit en forme de cône, mais, très près de l'orifice, on distingue dans l'intérieur du jet, un petit cône de couleur grise dont la base est l'orifice lui-même et dont le sommet est tourné vers l'extérieur. Autour de ce cône, le jet est diaphane, de couleur bleue, et il conserve cet aspect depuis le sommet du petit cône intérieur jusqu'à une certaine distance au-delà ; puis il devient trouble et commence à moutonner. Le cône intérieur de couleur grise est, très probablement, formé par le mélange d'eau et de vapeur qui traverse l'orifice, tandis que la partie bleuâtre est composée de vapeur surchauffée. Cette surchauffe rapide de la vapeur en passant d'un point du jet à un autre point très rapproché du premier, est due à la résistance atmosphérique contre laquelle vient s'éteindre une partie de la force vive que possède ce jet, et qui transforme en chaleur la fraction neutra-

lisée du travail emmagasiné par l'inertie du fluide. Cette transformation très rapide d'une certaine quantité de travail en chaleur, vaporise l'eau qui s'était formée pendant la période de détente intérieure et surchauffe la totalité du fluide qui compose le jet. Quant à la partie moutonnée et conique du jet, qui se trouve au delà de la région surchauffée, elle est due au refroidissement extérieur qui produit une nouvelle condensation d'une partie de la vapeur, et au mélange de la vapeur avec l'air atmosphérique.

C'est à ce phénomène de surchauffe spontanée de la vapeur qu'est due la possibilité de mettre impunément la main dans un jet de vapeur, même quand elle s'échappe sous une haute pression. Dans ce cas, le fluide surchauffé est sec, semblable à un gaz permanent, et comme il ne possède qu'une faible densité et une chaleur spécifique assez restreinte, il ne cède pas à la main, malgré sa haute température, assez de chaleur pour la brûler. Mais il ne faudrait pas approcher la main jusqu'au petit cône de teinte grise, attendu qu'en ce point, la vapeur déjà chargée d'eau et saturée, se condense sous le moindre refroidissement causé par le contact d'un corps relativement froid, en abandonnant sa chaleur interne ; tout se passe alors comme si la main était plongée dans de l'eau à très haute température et chacun sait avec quelle rapidité les brûlures se produisent en pareil cas. On sait également par expérience que la main peut rester, sans inconvénient, dans un gaz très chaud pourvu qu'il soit sec ; il se produit alors à la surface de la peau, une transpiration qui en fait baisser la température.

Écoulement de l'eau a haute température. — Lorsqu'une chaudière se vide par un orifice placé plus bas que la surface du liquide qu'elle contient, et que ce liquide est à une température supérieure à celle qui correspond, dans la vapeur saturée, à la tension du milieu dans lequel s'effectue l'échappement, les conditions ordinaires d'écoulement de l'eau en sont profondément modifiées.

Une petite partie du liquide, placée devant l'orifice de sortie, se trouve en communication directe avec l'atmosphère extérieure et peut se vaporiser spontanément en partie avant de

traverser cet orifice qui ne débite plus, dans ce cas, qu'un mélange de vapeur et d'eau ramené à la température qui correspond à la tension atmosphérique, dans la vapeur saturée.

Dans le chapitre qui concerne la détente de l'eau à haute température, nous avons vu comment on peut déterminer la quantité de vapeur qui se forme spontanément lorsqu'une masse d'eau déterminée, à une certaine température et à la tension correspondante à cette température, se trouve soumise à une tension décroissante par agrandissement de la capacité libre au-dessus de sa surface ; il se produit alors une détente adiabatique du liquide qui se transforme partiellement en vapeur.

Ainsi, par exemple, lorsqu'un kil. d'eau à la température de 152°,20 qui correspond à 5 atm., est enfermé dans une capacité qui le contient exactement, et que cette capacité s'agrandit, il fournit, en baissant de température, de la vapeur qui remplit tout l'espace supplémentaire qu'on lui offre et qui est, à chaque instant à la tension correspondante à la température que le liquide possède encore. Si l'agrandissement de la capacité est continué jusqu'à ce que la tension de la vapeur soit de 1 atm., la température du liquide restant sera de 100° cent., comme celle de la vapeur, et la fraction de son poids qui se sera vaporisée, sera, comme nous l'avons vu (page 186) de 0 kil.,0927.

Lorsque de l'eau, à cette température de 152°,20, s'échappe d'une chaudière, par un orifice percé dans la paroi de celle-ci, cette vaporisation spontanée se produit dans la région voisine de l'orifice, avant de traverser celui-ci, à cause de la communication directe avec l'atmosphère, et il s'échappe un jet d'eau mélangée de vapeur, à la tension de 1 atm. et à la température de 100° cent. Les proportions relatives des deux fluides qui constituent la veine dans le plan de l'orifice, ou tout au moins dans son voisinage immédiat, sont de 0,0927 de vapeur et de 0,9073 d'eau liquide, en poids.

On peut donc, par la méthode que nous avons exposée précédemment, dans le chapitre qui concerne la détente de l'eau à haute température, déterminer, dans chaque cas particulier d'écoulement de l'eau chaude, les proportions relatives du

mélange d'eau liquide et de vapeur à $1^{atm.}$ et à 100°, constituant le jet qui s'échappe d'un réservoir, lorsque l'écoulement se fait dans l'atmosphère.

S'il se faisait dans un milieu à une autre tension que la tension atmosphérique ordinaire, la méthode à suivre serait la même, sauf que la température de sortie, 100°, et la tension de $1^{atm.}$, seraient remplacées par la tension du nouveau milieu et par la température qui correspond à cette tension, dans la vapeur d'eau saturée.

En appliquant à la recherche de la vitesse d'écoulement de l'eau à 152°,20 et à la tension correspondante de $5^{atm.}$, la formule générale (C), on trouve successivement :

$PV = 5^{atm.} . 10333^{kil.} . 0^{m^3},001 = 51^{km.},665$, en négligeant l'accroissement de volume du kil. de liquide, de 0° à 152°,20.

Le travail résistant $P'V'$ sera le produit de la tension atmosphérique par le volume du kil. de mélange de vapeur et d'eau à 100°, qui s'échappe par l'orifice.

La vapeur entrant dans le mélange, dans la proportion de 0,0927 pour 0,9073 d'eau liquide, le volume de vapeur sera de

$$0^{kil.},0927 . 1^{m^3},6494 = 0^{m^3},1529,$$

celui de l'eau de . . . . . $0^{m^3},0009073,$

celui du kil de mélange, de $0^{m^3},1538073$;

Soit, en nombre rond, $0^{m^3},1538$.

Il vient alors : $P'V' = 10333^{kil.} . 0^{m^3},1538 = 1589^{km.}$.

Quant au travail de détente adiabatique, qui s'est produit devant l'orifice de sortie, il faut employer, pour le déterminer, les expressions auxquelles nous sommes arrivés dans l'examen des lois de la détente adiabatique de l'eau à haute température, page (186).

Nous avons alors obtenu l'expression générale

$$q_1 = q + x\rho + \frac{L}{425} \text{ ; d'où } L = 425\,(q_1 - q - x\rho),$$

dans laquelle :

q_1 représente la chaleur du kil. de liquide à la tension et à la température initiales ;

q. la chaleur du liquide à la tension et à la température finales :

i. la chaleur interne de l'unité de vapeur à la tension finale ;

x. le poids de vapeur formée, à la tension finale :

L. le travail externe T_n dû à la détente adiabatique.

Dans le cas qui nous occupe,

$$I = 153^{cal},741 ; q = 100^{cal},500 ; i = 496^{cal},300 ; x = 0^{kil},0927.$$

En appliquant ces valeurs numériques à l'expression ci-dessus, il vient :

$$L = T_n = 425 \cdot (153,741 - 100,500 - 0,0927 \cdot 496,300) = 3074,^{km},45.$$

L'équation générale (C) fournit alors :

$$v = \sqrt{19,62 \cdot (51,665 + 3074,450 - 1559,000)} = \sqrt{30158};$$

d'où $$v = 173 \text{ mètres}.$$

Ainsi le mélange de vapeur et d'eau qui s'échappe d'une chaudière où règne une tension absolue de 5^{atm}, lorsque l'orifice est percé en contre-bas du niveau du liquide et que l'écoulement a lieu dans l'atmosphère extérieure, possède une vitesse théorique de 173^m par seconde, un volume de $0^{m^3},1538$ par kil. et se compose de 0,9073 d'eau liquide à 100° et de 0,0927 de vapeur saturée à une atmosphère, en poids.

Si l'orifice de sortie avait une section de $0^{m^2}.0004$, le volume de mélange qui s'échapperait par seconde, serait de

$$0^{m^2},0004 \cdot 173 = 0^{m^3}.0692,$$

et le poids du fluide écoulé dans le même temps, serait de

$$\frac{0^{m^3},0692}{0^{m^3},1538} = 0,45 \text{ kilogramme}.$$

On peut déterminer par la même méthode, la vitesse de sortie, la composition du mélange d'eau et de vapeur, le volume et le poids d'eau écoulée par un orifice donné, quelle que soit la tension dans le réservoir, et quelle que soit celle du milieu extérieur dans lequel s'échappe la veine fluide.

Aucune expérience bien sérieuse n'a été faite jusqu'à présent, pour déterminer le rapport moyen qui existe entre ces résultats purement théoriques et ceux que l'on obtient effectivement dans l'application.

Si l'eau qui s'écoule sous une pression absolue de $5^{atm.}$, était à une température inférieure à 100°, c'est-à-dire si elle était maintenue toute entière à l'état liquide lorsqu'elle ne se trouve plus soumise qu'à la pression atmosphérique extérieure, devant l'orifice de sortie, sa vitesse d'écoulement serait

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{19{,}62 \,.\, 10^{m},333\ (5^{atm.} - 1^{atm.})} = 28^{m},47.$$

Par l'orifice de $0^{m2},0004$ de section, il s'en écoulerait par seconde, un volume de

$$0^{m2},0004 \,.\, 28^{m},47 = 0{,}011388 \text{ mètre cube.}$$

et un poids de $0^{m3},011388 \,.\, 1000^{kil.} = 11{,}388$ kilogrammes, au moins théoriquement, ou dans l'hypothèse d'absence complète de résistances passives.

On voit, d'après cela, que l'écoulement de l'eau à très haute température, s'effectue avec une vitesse beaucoup plus grande que celle de l'eau à basse température, dans les mêmes conditions de pression, mais que le poids de liquide qui s'écoule dans un temps donné, est bien plus grand dans le second cas que dans le premier. Cela tient à ce que la veine fluide, dans l'écoulement de l'eau à haute température, contient de la vapeur d'une densité très faible relativement à celle de l'eau, et que cette vapeur forme la partie la plus considérable du jet qui traverse l'orifice de sortie.

Il est évident à priori, et on peut s'en assurer par quelques applications à des cas d'écoulement de l'eau chaude, que plus la température de cette eau s'abaisse vers la limite à laquelle il ne se forme plus de vaporisation spontanée, plus le volume et le poids de liquide qui s'échappe dans un temps donné, se rapprochent du volume et du poids qui correspondent à l'expression

$$v = \sqrt{2gH}$$

que l'on appliquait à tous les cas dans l'ancienne théorie.

Du choix d'un corps travailleur.

La nature du corps sur lequel la chaleur exerce directement son action, pour produire du travail, n'ayant, en principe, aucune influence sur le rendement maximum, le choix de celui qu'il faut employer dans chaque cas particulier, doit être dicté par des considérations de l'ordre purement pratique ; comme la facilité de se le procurer, d'obtenir son échauffement ou son refroidissement, le degré de rapidité avec lequel ces deux effets contraires peuvent être réalisés, les conditions économiques de leur réalisation, la possibilité de faire fonctionner la chaleur suivant un cycle qui s'écarte le moins possible du cycle de Carnot. Le corps travailleur doit être choisi de façon à obtenir au plus bas prix possible et dans de bonnes conditions de fonctionnement industriel, le meilleur résultat possible de la chaleur dépensée.

A priori, on peut écarter à peu près tous les corps solides ou liquides, à cause du peu d'amplitude de leur dilatation sous l'action de la chaleur. Une machine mise en mouvement par de tels corps successivement chauffés et refroidis, ne pourrait prendre qu'une faible vitesse incompatible avec les exigences des opérations industrielles, et l'agrandissement de cette vitesse par des combinaisons d'organes mécaniques, entraînerait une extrême complication des appareils et des résistances passives considérables qui ne laisseraient que peu ou point de travail applicable aux résistances utiles.

Un corps travailleur doit donc être choisi parmi les gaz ou les vapeurs, et c'est tantôt l'un tantôt l'autre qui doit obtenir la préférence, suivant les circonstances dans lesquelles on se trouve.

Ainsi, dans les lieux où l'on manque absolument d'eau, la machine à air chaud peut être préférable à toute autre. Dans les villes, la petite industrie en chambre, qui n'exige qu'un faible travail mécanique, peut préférer la machine à gaz qui se place partout, qui est toujours prête à fonctionner et qui

cesse de consommer de la chaleur aussitôt que l'on ferme le robinet de gaz alimentaire.

Un bon corps travailleur doit pouvoir satisfaire à un certain nombre de conditions dont nous allons énumérer les principales.

1° Il doit pouvoir être élevé jusqu'à une température de 250° à 300°, sans atteindre une tension assez forte pour produire des risques d'accidents trop considérables, pour rendre les joints difficiles à maintenir étanches, et pour obliger à donner une trop grande épaisseur aux parois des capacités qui le contiennent. Il doit aussi pouvoir être refroidi rapidement jusqu'à la température la plus voisine possible de celle du fluide réfrigérant dont on dispose.

2° Il doit jouir d'une certaine innocuité pour la santé des hommes, ne pas exposer à des chances d'incendie et d'explosion inhérentes à sa nature même, comme ferait l'éther et quelques autres liquides, et il doit être d'un maniement facile et d'un prix peu élevé ou nul.

3° Il ne doit pas brûler ni décomposer, à la température maxima, les matières employées au graissage des parties frottantes intérieures, et même il doit contribuer dans une certaine mesure à la lubrification de ces parties frottantes.

4° Il ne doit pas exiger un appareil mécanique trop encombrant pour fonctionner suivant un cycle suffisamment rapproché de celui de Carnot, et nous entendons par appareil mécanique, non seulement les cylindres, bielles, manivelles, bâtis, constituant la machine motrice proprement dite, mais l'ensemble de ces parties et des condenseurs, pompes, chaudières et de tous les accessoires indispensables au fonctionnement de cet appareil.

Tous ces éléments varient avec la nature de la substance motrice et avec la masse qu'il en faut employer pour fonctionner entre deux limites de température.

La diminution de l'encombrement est très importante au point de vue du prix et de la facilité de placement des appareils ; de plus, elle améliore le rendement, car, toutes choses égales d'ailleurs, le travail consommé par les résistances pas-

sives est d'autant plus faible que les machines sont plus simples et présentent moins de masse.

5° Il ne doit donner lieu qu'aux moindres fuites possible, par tous les joints et par les appareils de distribution du fluide, quand c'est un fluide que l'on emploie. Ces fuites sont dépendantes de la subtilité du fluide, de la différence des tensions dans les capacités et de la précision des ajustements.

6° Il doit restreindre à leur minimum, les diverses natures de refroidissement dans l'intérieur des cylindres moteurs, qui sont dus en grande partie à la propriété de leurs parois de laisser passer la chaleur.

Il doit aussi se prêter, dans la mesure du possible, à un fonctionnement le plus voisin que possible de la loi de Carnot, sans que le bénéfice inhérent à ce cycle, soit annulé bien avant que l'on ait atteint la limite de détente correspondante.

7° Il doit permettre la réduction au minimum, de toutes les causes de déperditions secondaires de la chaleur, provenant du mode de retour du corps travailleur au générateur, des chutes de pression du générateur au cylindre, du cylindre au réfrigérant, des espaces nuisibles et de l'agencement des organes de distribution.

8° Il doit offrir la possibilité de maintenir, sans une attention trop soutenue, une pression régulière dans le générateur, aussi bien pendant la marche que pendant les manœuvres et les arrêts de la machine.

Il n'existe pas, ou plutôt on ne connaît pas de corps qui satisfasse à la fois à toutes ces conditions, et sa découverte serait un des plus grands progrès que l'on puisse apporter aux machines mises en mouvement par la chaleur.

Nous avons, dès le commencement de cet article, rejeté les corps solides et liquides, de la catégorie de ceux qui pouvaient être employés dans l'industrie, comme corps travailleurs.

Les gaz commencent à être employés depuis quelques années, et offrent, dans certains cas spéciaux, des avantages importants sur lesquels nous avons appelé l'attention dans les chapitres deuxième et troisième de cet ouvrage. Il nous reste, pour compléter cette étude, à examiner, au même point de vue,

les vapeurs de différents liquides qui ont été appliquées ou proposées.

De la vapeur d'eau. — La vapeur saturée de l'eau satisfait à une très grande partie des conditions qui constituent un bon corps travailleur ; mais il y en a cependant quelques-unes auxquelles elle ne satisfait qu'incomplètement. Ainsi, par exemple, dès la température de 195° centigrades, elle développe une tension qui s'élève à 14 atmosphères et il serait dangereux, dans la plupart des applications, de dépasser une semblable tension. On ne peut donc atteindre avec la vapeur d'eau saturée, une température supérieure qui permettrait une chute de température suffisante pour obtenir un rendement élevé de la chaleur dépensée, en fonctionnant suivant le cycle le plus favorable à l'effet utile.

D'autre part, lorsqu'elle est sèche ou surchauffée et que sa température s'élève à 165° ou 170°, ce qui correspond, dans la vapeur saturée, à une tension de 6 ou 7$^{atm.}$ absolues, les graisses cessent d'être bien efficaces, elles se vaporisent et n'empêchent que fort incomplètement les fuites. On n'a pu fonctionner à 9 ou 10 atmosphères absolues dans les locomotives, que parce que la vapeur employée y est extrêmement chargée d'eau qui contribue avec les graisses à lubrifier les parties frottantes internes, aux dépens du combustible.

Elle ne satisfait, non plus, qu'assez incomplètement à la condition d'éviter l'excessif encombrement des appareils ; les condenseurs, les pompes, les chaudières etc. qui forment l'accompagnement obligé de toute machine à vapeur organisée pour fonctionner avec économie de combustible, occupent beaucoup de place, occasionnent des pertes nombreuses de chaleur, et portent à un chiffre assez élevé les frais de premier établissement. Les cylindres eux-mêmes devraient y avoir des dimensions considérables, si la détente y était poussée jusqu'à la limite correspondante au cycle de Carnot, mais elle est généralement suspendue bien avant d'arriver à cette limite, à cause de la contrepression du piston qui, à partir d'un certain point de la course, consommerait plus de travail que la détente n'en produirait du côté opposé de ce piston. Cette obligation de

limiter la détente, nuisible à certain point de vue, présente cependant des avantages pratiques ; elle diminue les écarts d'intensité de la force motrice, facilite la régularisation de la vitesse et diminue les dimensions des organes de transmission de mouvement.

L'expérience et la théorie démontrent que pour chaque limite supérieure de température ou de tension, il existe un degré de détente qui est le plus favorable, que ce degré augmente avec la température, mais qu'il reste toujours fort éloigné de celui qui correspond au cycle de Carnot qui ne pourrait être atteint sans diminuer considérablement l'effet utile pratique des machines. La vapeur d'eau saturée ne satisfait pas non plus complètement à la condition d'éviter les fuites et les pertes de chaleur. Quoiqu'elle ne soit pas très subtile, au moins quand elle n'est pas surchauffée, il se produit toujours des fuites d'une capacité dans la suivante, depuis la chaudière jusqu'à l'atmosphère extérieure ; puis il y a une déperdition de chaleur plus ou moins considérable à travers les parois de toutes les capacités qu'elle traverse avant d'avoir accompli son cycle entier ; c'est pour éviter ces pertes, dans le cylindre où elles ont les conséquences les plus fâcheuses, que la chemise de vapeur a été imaginée, mais celle-ci accomplit encore une autre fonction utile sur laquelle nous reviendrons plus tard.

Dans les machines à vapeur actuelles les plus perfectionnées, la tension initiale de la vapeur ne dépasse guère 6 atmosphères absolues, ce qui correspond à une température de 159° centigrades, et la détente n'est pas poussée au delà de 10 à 15 fois le volume initial.

La condensation s'y opère généralement à une température de 35° à 40°, qui représentent la limite inférieure de la chute de température. On est arrivé, dans ces conditions, à ne consommer que $0^{kil.},75$ de houille environ par heure et par cheval mesuré d'après le diagramme des tensions sur le piston et environ 1 kil. par heure et par cheval de travail extérieur utilisé, mais on n'obtient ce résultat qu'avec de bonnes chaudières et de bonnes houilles.

Le rendement théorique suivant le cycle de Carnot serait, entre les mêmes limites de température,

$$\frac{T-T'}{T_1} = \frac{159-40}{273+159} = 0{,}275,$$

ou

$$\frac{159-35}{273+159} = 0{,}287.$$

Il y a donc, dans les machines à vapeur fonctionnant suivant ce cycle, une perte de

$1 - 0{,}275 = 0{,}725$ de la chaleur dépensée, dans un cas,

et une perte de

$1 - 0{,}287 = 0{,}713$ de cette chaleur, dans l'autre.

Ces pertes sont inévitables et seraient subies, entre les mêmes limites de température, dans toute machine réalisant la perfection théorique absolue.

Revenons maintenant à la machine réelle consommant 1 kil. de houille par cheval et par heure, le travail étant mesuré sur l'arbre moteur.

Le kil. de houille peut développer par sa combustion, environ 7500 calories.

Les meilleures chaudières n'utilisant guère que les $\frac{2}{3}$ de la chaleur produite par la combustion, ne recoivent qu'environ

$$\frac{2}{3}\,7500 = 5000 \text{ calories par kil. de houille,}$$

et la machine reçoit, par l'arbre moteur, un travail de

$$75^{\text{km.}} \,.\, 60' \,.\, 60'' = 270000^{\text{km.}},$$

qui correspondent à une quantité de chaleur utilisée, égale à

$$\frac{270000^{\text{km.}}}{425^{\text{km.}}} = 635 \text{ calories.}$$

Il en résulte que le travail sur l'arbre moteur, ne correspond qu'à $\frac{635}{5000} = 0{,}127$ de la chaleur transmise à la chaudière ; de sorte que le rendement effectif de la machine réelle, s'élève à

$$\frac{0{,}127}{0{,}275} = 0{,}452, \quad \text{ou} \quad \frac{0{,}127}{0{,}287} = 0{,}442$$

du maximum théorique qui correspond à la chute de température que subit la vapeur en accomplissant son cycle.

Si l'on compare la consommation réelle de chaleur, à l'effet utile obtenu sur le piston où cette consommation ne s'élève plus qu'à $0^{kil.},75$ par cheval et par heure, le rendement s'accroît encore.

Les $0^{kil.},75$ de houille fournissent $0,75 \,.\, 7500 = 5625$ calories, dont les $\frac{2}{3}$ seulement, soit $3750^{cal.}$, sont utilisées dans la chaudière.

Le travail transmis au piston correspond donc à

$$\frac{635}{3750} = 0,169 \text{ de la chaleur transmise à la chaudière,}$$

et le rendement effectif s'élève, dans ce cas, à

$$\frac{0,169}{0,275} = 0,614 \quad \text{ou à} \quad \frac{0,169}{0,287} = 0,589$$

du maximum théorique qui correspond à la chute de température.

Dans les conditions de chute de température que nous avons indiquées et qui sont celles que l'on adopte pour les meilleures machines qui fonctionnent avec la vapeur saturée, le travail de 1 cheval correspondant à 635 calories et l'utilisation possible de la chaleur ne s'élevant qu'à 0,275 de la chaleur dépensée pour la limite inférieure de température 35°, et à 0,287, pour la limite inférieure de 40°, la quantité x de chaleur théorique indispensable à la production de 1 cheval de travail externe, sera donnée par la proportion

$x : 635^{cal.} = 1 : 0,275$; d'où $x = 2309^{cal.}$ dans le 1er cas, et par la proportion $x : 635 = 1 : 0,287$; d'où $x = 2212^{cal.}$ dans le second.

Comme chaque kil. de houille ne fournit à la chaudière que les $\frac{2}{3}$ de la chaleur totale que développe sa combustion, soit 5000 calories, cette dépense obligée de chaleur correspond à la consommation de

$$\frac{2309}{5000} = 0^{kil.},462 \text{ de houille dans le 1er cas,}$$

et de $$\frac{2212}{5000} = 0^{kil.},452 \text{ dans le second.}$$

Il y a donc lieu d'affirmer que la meilleure machine motrice imaginable, fonctionnant sans pertes de chaleur, sans frottements, sans résistances passives d'aucune espèce, entre les limites de température 159° et 35° à 40°, ne pourrait consommer

moins de $0^{kil.},46$ environ, de bonne houille par cheval et par heure.

Cette chute de température correspond à un cycle qui s'accomplit entre 6 atmosphères, tension de la vapeur à 159°, et 0,055 à 0,072 atmosphères, tensions de la vapeur à 35 et 40 degrés.

En faisant la part obligée aux pertes de toute nature, il est clair que des machines qui fonctionnent régulièrement avec une consommation totale de $1^{kil.}$ de houille brûlée sous la chaudière, par heure et par cheval de travail transmis à l'arbre moteur, sont d'excellentes machines, dont le cycle de fonctionnement ne s'éloigne pas considérablement de celui de Carnot, et qu'il n'est guère possible d'y apporter d'importants perfectionnements :

Il n'y a d'amélioration possible que par un accroissement de la chute de température dont la réalisation expose à d'assez graves inconvénients pratiques, et par une atténuation de plus en plus grande des résistances passives et des pertes de chaleur à travers les parois des capacités que traverse la vapeur avant d'achever son cycle.

Il y a des machines imparfaites dont la consommation s'élève à 4 où 5 $^{kil.}$ de houille par cheval et par heure ; celles-là seules sont susceptibles de recevoir d'importants perfectionnements et les considérations développées jusqu'à présent sont suffisantes pour indiquer les moyens à l'aide desquels ils peuvent être réalisés.

La vapeur surchauffée paraît au premier abord, le moyen le plus rationnel d'accroître l'effet utile de la chaleur, en augmentant la chute de température par accroissement de la température supérieure sans abaissement de la température limite inférieure et sans élever la tension de la vapeur jusqu'à un degré incompatible avec la sécurité du travailleur ; mais quoiqu'on en ait tiré quelques avantages dans certaines applications, elle n'a pas répondu à tout ce que l'on en attendait, à cause de certains inconvénients qui lui sont inhérents, comme sa capacité calorifique qui n'est pas considérable ; la chaleur qui a produit la surchauffe, est assez rapidement enlevée par les

parois des cylindres, pendant la période d'admission, lorsque ces parois ne sont pas réchauffées extérieurement ; puis, dans l'hypothèse du maintien de la surchauffe dans le cylindre, le cycle suivant lequel la vapeur fonctionne, s'écarte plus du cycle de Carnot que lorsqu'elle est employée à l'état de saturation ; et enfin elle expose à l'altération des graisses, aux fuites qui en sont la conséquence et qui sont aggravées par l'extrême subtilité du fluide, et à la détérioration rapide des surfaces frottantes internes. C'est pour cela que l'on se contente aujourd'hui d'un simple chauffage qui vaporise l'eau que la vapeur entraîne avec elle, ou qui se forme par condensation au sortir de la chaudière, en élevant très peu la température au-dessus de celle de vaporisation ; on utilise ainsi plus complètement la chaleur transmise à la chaudière et on diminue la quantité d'eau liquide qui se dépose dans le cylindre pendant chaque période d'introduction. Cependant il ne faut pas condamner la surchauffe à haute température d'une manière absolue, car dans certaines machines construites et entretenues avec un soin exceptionnel, on en a obtenu un notable accroissement d'effet utile. Nous reviendrons plus tard sur cette question.

Des vapeurs d'autres liquides que l'eau. — Les vapeurs autres que celle de l'eau sont soumises aux mêmes restrictions que cette dernière, et elles présentent pour la plupart, un inconvénient supplémentaire qui est celui d'être inflammables. D'un autre côté, quand le liquide est plus volatil que l'eau, la tension devient très élevée à une température assez basse, ce qui diminue la chute possible de température et le maximum de rendement correspondant au meilleur cycle de fonctionnement ; mais si le liquide est moins volatil que l'eau, on peut, sans dépasser les mêmes tensions maxima, obtenir une chute de température plus considérable et améliorer ainsi le maximun de rendement possible.

Jusqu'à présent, les seuls essais qui aient été faits dans cette voie, l'ont été sur une dissolution d'ammoniaque dans l'eau ; le cycle que l'on faisait décrire à cette nouvelle vapeur était le même que celui des machines à vapeur d'eau ordinaires.

Les expériences comparatives faites avec la même machine

alimentée tantôt de vapeur d'eau, tantôt de vapeur d'ammoniaque, ont donné 50 % d'économie de combustible avec la vapeur d'ammoniaque; mais il faut observer que ces machines étaient très médiocres, qu'elles consommaient environ 4 kil. de houille par cheval et par heure, avec la vapeur d'eau seule, et que, très probablement, les inconvénients de ces vicieuses conditions de fonctionnement, étaient moins prononcés avec la vapeur d'ammoniaque. Cette dernière, employée dans d'autres machines bien réglées, n'en a pas moins exigé une consommation de 2,85 à 3 kil. de houille par cheval et par heure, ce qui n'est pas très avantageux.

Ces machines fonctionnaient généralement entre 118° et 40°, ce qui réduisait leur rendement maximum à

$$\frac{T-T'}{T} = \frac{118-40}{273+118} = 0,20 .$$

Il n'est pas possible de fonder de grandes espérances sur l'emploi d'une vapeur dont le rendement maximum est aussi faible.

En somme, l'usage de ces machines ne s'est pas répandu depuis 1867, époque de ces expériences et de la construction de quelques locomobiles de ce genre, pour le compte de la marine militaire de France.

Outre leur manque de supériorité théorique sur la machine à vapeur d'eau, ces locomobiles ont révélé plusieurs inconvénients pratiques de l'emploi de l'ammoniaque.

Il se produisait souvent dans les chaudières, des ébullitions tumultueuses et des projections de liquide que l'on a attribuées à l'influence de certaines graisses. Ces inconvénients se manifestent généralement dans les appareils où la condensation s'effectue dans des capacités fermées, par refroidissement extérieur, et l'on ne peut, dans le cas dont il s'agit, et à cause du prix de l'ammoniaque et des dangers auxquels il expose les ouvriers, y porter remède par des évacuations assez fréquentes pour renouveler suffisamment le liquide de la chaudière.

D'un autre côté, l'ammoniaque attaque le cuivre et le bronze et il faut que tous les organes exposés à son contact soient en

fer ou en fonte, ce qui ne laisse pas que de présenter certaines difficultés d'établissement. Comme compensation à cet inconvénient, il conserve parfaitement le fer ; ainsi les parois internes des chaudières, les surfaces frottantes dans les cylindres et celles des organes de distribution de vapeur, restent dans le meilleur état possible et les dernières s'améliorent de plus en plus par l'usage, ce qui est probablement dû à la neutralisation par l'ammoniaque, des acides que les graisses contiennent.

Cet avantage est si marqué qu'il y aurait probablement lieu de vérifier si le mélange d'une petite quantité d'ammoniaque à l'eau d'alimentation des machines ordinaires, ne suffirait pas pour produire le même effet. Dans ce cas, il serait peut être utile d'employer le procédé, même au prix du remplacement de certaines pièces en cuivre ou en bronze, par d'autres semblables en fer ou en fonte.

Des vapeurs combinées. — Le système des vapeurs mixtes employées dans un même appareil, semble plus propre que tout autre à l'application d'une grande chute de température, en choisissant convenablement les liquides qui doivent fournir les vapeurs successivement utilisées. On sait que ce système consiste à appliquer les vapeurs qui s'échappent d'une première machine, à la vaporisation d'un second liquide beaucoup plus volatil que le premier et à faire travailler cette nouvelle vapeur dans un cylindre spécial dont le piston agit sur le même arbre que le piston de la première machine. Ces appareils exigent deux condenseurs à surfaces refroidies extérieurement et sont d'une complication coûteuse qui expose à de fréquents dérangements ; puis, comme nous allons le voir, ils n'offrent aucun avantage réel sur la machine à vapeur d'eau.

Le liquide auxiliaire vaporisé par la chaleur que met en liberté la condensation d'une première machine à vapeur d'eau, a été jusqu'à présent l'éther sulfurique qui bout à 38° sous la pression atmosphérique et dont la chaleur de vaporisation n'est que de 133 calories.

Le plus actif partisan de ce système a été M. Du Tremblay qui a publié les résultats de ses recherches dans le *Manuel du conducteur des machines à vapeurs combinées* (Lyon 1850). Les

appareils construits pour la marine française, sur ce principe, ont eu une assez grande vogue jusque vers l'année 1866 et ils ont aussi été employés sur plusieurs *porteurs* qui desservaient les rives de la Seine. Ils avaient même été adoptés par une grande compagnie de navigation de Marseille, vers 1858, et elle les avait fait établir sur huit de ses navires.

Ces appareils fonctionnaient dans les conditions suivantes :

Vapeur d'eau 1re machine.	Pression absolue dans les chaudières,	$2^{atm.}$
	Température de la vapeur,	120°
	Pression absolue dans le condenseur,	$0^{atm.},30$
	Température dans le condenseur,	70°
Vapeur d'éther 2me machine.	Pression absolue dans le vaporisateur,	$1^{atm.},75$
	Température dans ce vaporisateur,	52°
	Pression absolue dans le condenseur d'éther,	$0^{atm.},57$
	Température dans ce condenseur,	20°

La détente, dans chaque machine, ne dépassait pas une fois et demie le volume de vapeur introduite, de sorte que le cycle décrit était fort incomplet. La consommation de houille, par cheval et par heure, s'élevait à $2^{kil.},7$ d'après le travail total transmis à l'arbre moteur, et à $2^{kil.}$ d'après le travail sur le piston, mesuré avec l'indicateur. Cette consommation comprend $0^{kil.},25$ de charbon, ajoutés à la consommation réelle, pour représenter le prix de l'éther qui se perdait par des fuites à travers les joints des capacités qu'il traversait.

Le cycle décrit par les deux catégories de vapeur, était analogue au cycle habituel des machines à vapeur d'eau.

D'après les données qui précèdent, le rendement maximum de la vapeur d'eau, serait ici, de

$$\frac{120^\circ - 70^\circ}{273^\circ + 120^\circ} = 0,13\,,$$

celui de la vapeur d'éther, de

$$\frac{52^\circ - 20^\circ}{273^\circ + 52^\circ} = 0,10\,.$$

Rendement total, 0,23.

Le rendement maximum, entre les mêmes limites extrêmes

de température, si la machine avait été alimentée de vapeur d'eau seulement, eût été de

$$\frac{120^\circ - 20^\circ}{273^\circ + 120^\circ} = 0{,}25 .$$

Ce nombre l'emporte sur le premier parce qu'il y a eu une perte de chute de $70^\circ - 52 = 18^\circ$ entre les deux opérations successives que comporte le premier système.

Quant aux avantages économiques de ce système, la consommation de $2^{kil.}$ de houille par heure et par cheval de travail transmis au piston, prouve qu'ils étaient nuls et pouvaient être réalisés aisément par l'emploi de la vapeur d'eau seule, en l'utilisant plus qu'elle ne l'était dans la première machine de ce mode particulier d'emploi de la chaleur.

Comparativement aux machines à vapeur de l'époque employées pour la navigation à vapeur, ces appareils à vapeurs combinées constituaient cependant un progrès, parce que la seconde partie de l'appareil servait à utiliser de la chaleur qui eût été en partie perdue, à cause de l'imperfection du mode d'emploi de la vapeur d'eau dans la première machine.

Au bout de quelques années d'expérience, la compagnie qui employait ces appareils, y a renoncé et s'en est tenue aux machines à vapeur d'eau seule, et voici pourquoi :

1° La machine à vapeur d'eau s'était perfectionnée et l'on pouvait y réduire la consommation de combustible au même chiffre que dans la machine à vapeurs combinées.

2° Le prix d'achat des machines à éther était, relativement, fort élevé, à cause de la complication des appareils et de la perfection d'exécution de certaines parties de ces appareils, exigée par la nature du fluide employé.

3° Le bénéfice définitif y était presque nul, malgré les imperfections des machines à vapeur d'eau de l'époque, à cause des réparations continuelles qui absorbaient à peu près les économies résultant d'un meilleur rendement de la chaleur dépensée.

4° La condensation de l'éther était difficile dans un grand nombre de cas et, quand les navires se trouvaient dans les pays chauds, elle devenait presqu'impossible, à cause de la haute température des eaux qui servaient à le condenser.

De son côté, la marine de l'État les a étudiées pour son propre compte, et un petit navire a été construit dans le but spécial d'expérimenter les machines à vapeurs combinées. Ces expériences ont fait, immédiatement, rejeter l'éther, à cause des fuites et des dangers d'explosion et d'incendie qui en résultaient et qui étaient d'autant plus redoutables que les navires de l'État portent, habituellement, une quantité de poudre considérable.

Un officier de marine, M. Lafond, avait proposé de remplacer l'éther par le chloroforme ou par l'esprit de bois (alcool méthylique). Le chloroforme présente l'avantage de se vaporiser et de se condenser facilement, mais il a une action fâcheuse sur l'économie animale et, en cas de fuite, il pourrait asphyxier les mécaniciens sans révéler le danger par une odeur suffisamment prononcée. Quant à l'esprit de bois il n'a pas d'action bien délétère sur les hommes qui le respirent ; cette action se réduit à des picotements sur le bord des paupières, lorsqu'il n'est pas respiré en trop grande quantité. Il présente, d'autre part, quelques avantages ; il coûte peu, et il est extrêmement soluble dans l'eau, condition très favorable à son emploi.

Les résultats économiques de tous ces essais n'ont pas été jugés assez favorables, surtout en présence des inconvénients signalés, pour faire prendre le système en sérieuse considération et l'on a abandonné toutes les tentatives d'application des vapeurs combinées.

Depuis cette époque, vu l'inutilité des essais faits dans cette voie et surtout, vu les perfectionnements rapides qui ont été réalisés dans la machine à vapeur d'eau, au point de vue de la construction et de la bonne utilisation de la chaleur, tous les efforts se sont portés sur cette dernière machine qui a été exclusivement employée à la production des grandes quantités de travail. Aucun liquide ne coûte moins et n'est aussi répandu ; aucun autre corps ne peut utiliser plus de chaleur, sous une masse relativement faible ; aucun ne peut fournir des chutes de température plus grandes, sans engendrer les inconvénients que l'on rencontre dans l'emploi de la surchauffe quand on veut faire fonctionner la vapeur avec de plus fortes chutes de

température ; de sorte que, finalement, on peut considérer la vapeur d'eau comme le meilleur de tous les corps qui peuvent servir d'intermédiaires dans la production du travail par la chaleur, et que, dans l'état actuel de la science, il est inutile de chercher les perfectionnements dans une autre voie, au moins quand il s'agit de produire économiquement des quantités de travail considérables et que l'emploi de la vapeur d'eau est possible.

Du rendement des machines à vapeur d'eau, ordinaires.

Quand on examine attentivement chacun des cas qui se présentent dans les applications de la chaleur aux machines ordinaires, on reconnaît aisément que le mode d'action de la chaleur peut y être représenté par un *cycle fictif* qui serait décrit dans un cylindre fermé, sous l'action continue d'un même corps travailleur et dont l'idée appartient à M. Ledieu ; ce cycle fictif consommant exactement la même quantité de chaleur et produisant la même quantité de travail externe entre les mêmes limites de température. Cette substitution permettra d'apprécier la valeur du mode réel de fonctionnement, comparativement à l'effet théorique maximum qui est représenté par le cycle de Carnot.

Dans la machine à vapeur réelle, toute la chaleur dépensée à chaque coup de piston se trouve exclusivement employée à chauffer et à dilater, avec ou sans changement d'état, le fluide alimentaire considéré dans l'état où il se trouve à son entrée dans la chaudière. Le poids du corps travailleur, pour chaque cycle décrit, peut y être considéré comme égal au poids de liquide introduit dans la chaudière à chaque coup de piston ; quant au surplus de la masse fluide contenue dans tout l'appareil, chaudière comprise, ce n'est en réalité qu'un stock qui, une fois l'état de régime établi, possède une quantité de chaleur invariable, quoique sa température et sa densité puissent varier, surtout pendant la période d'introduction dans cet appareil.

Le cycle fictif doit donc être conçu de manière que le corps

travailleur, à la fin de ce cycle à cylindre fermé, se retrouve identiquement dans l'état où il était à l'époque de son introduction dans la machine réelle.

Il faut observer que la fin et le début du cycle se confondent, mais il arrive souvent, en égard à la nature de ce cycle, que cette fin et ce début ne se confondent pas avec le commencement du mouvement du piston de la machine réelle ; ainsi, par exemple, le piston moteur une fois revenu à son point de départ, peut ne recommencer une nouvelle opération, dans la machine idéale à cylindre fermé, qu'après que la substance motrice a subi un certain échauffement *sous volume constant*, de façon à relever la température et la pression jusqu'à la pression et jusqu'à la température que possédait cette substance au commencement de son introduction dans la machine réelle. Il en résulte que si la température du corps travailleur peut n'être pas la même au début du cycle et au début du mouvement, il en est autrement pour le volume qui reste le même pour les deux débuts.

Dans tout ce qui va suivre, il doit être bien entendu que ce que nous nommerons *état initial du corps travailleur s'entend de son volume et de sa température au début du cycle et non au début du mouvement, si ces deux débuts ne se confondent pas.*

Dans cette comparaison, la machine réelle et la machine idéale à cylindre fermé, doivent avoir même capacité de cylindre, mais la course du piston de la machine réelle doit surpasser la course de la machine idéale, de la quantité correspondante au volume du fluide d'alimentation.

D'autre part, dans la machine à cylindre fermé, le retour du corps travailleur, à son état initial, s'effectue par le piston lui-même et il y a compensation entre le travail de compression et la chaleur qui en résulte et qui est nécessaire à l'accomplissement du cycle. Dans les machines réelles à cylindre ouvert, il en est au fond de même, parce qu'il y a une pompe d'alimentation dont le travail engendre également de la chaleur qui élève la température de la substance motrice employée. Cependant les choses se passent un peu différemment dans la pratique à cause des frottements de la pompe alimentaire et des autres

frottements provenant des pièces conductrices, surtout quand la pompe est puissante, comme dans les machines à air chaud; mais certains de ces frottements tranformés en chaleur, peuvent être plus ou moins utilisés, de façon à amoindrir les pertes.

Ces frottements sont nuisibles, surtout quand ils développent assez de chaleur pour exiger un refroidissement artificiel et quand ils occasionnent des grippements entre les surfaces frottantes ; c'est pour éviter ces derniers inconvénients et pour augmenter la durée des machines, que l'on lubrifie les surfaces frottantes pour conserver le métal et pour utiliser une plus grande fraction de la chaleur produite.

Ces observations s'appliquent à l'emploi de tous les fluides, gaz ou vapeurs, mais nous allons les appliquer spécialement à la machine à vapeur d'eau et chercher le cycle fictif à l'aide duquel on peut apprécier la valeur de son mode de fonctionnement ordinaire, en négligeant les pertes de chaleur à travers les parois des capacités et par les frottements non utilisés.

Nous supposerons que la machine fonctionne à détente, sous une tension initiale de $6^{atm.}$, que la condensation s'y effectue à 35° centigrades et que son cycle de fonctionnement que nous allons analyser, est représenté par la figure 13.

1° Au début de l'opération, le cylindre est mis en communication avec le générateur, le piston part du fond O de ce cylindre et l'on introduit un volume de vapeur OA.

Pendant cette période d'introduction, sous tension et sous température constantes, la ligne des tensions, *mn*, est une ligne isothermique parallèle à la ligne des volumes.

2° Après cette période, on ferme l'ouverture de communication du cylindre avec la chaudière et la vapeur se détend depuis le point A jusqu'au point B par exemple, si la détente n'est pas poussée jusqu'à la limite inférieure de température, ou jusqu'au point C si elle est poussée jusqu'à cette limite inférieure, comme dans le cycle de Carnot. Cette détente s'effectue, du reste, suivant une loi quelconque, de sorte que la courbe *nx* peut être une courbe adiabatique ou, tout simplement, une courbe de détente pratique, et nous supposerons que le piston s'arrête en B.

3° Quand le piston est arrivé en B, on fait communiquer le cylindre avec le réfrigérant qui est le condenseur ou l'atmosphère, et l'on fait rétrograder le piston jusqu'en O. La ligne des tensions se composera, pendant ce retour, de *ny* décrit sous volume constant, et de *yq* décrit sous tension constante à la température minima. Cette ligne peut avoir une autre forme, et il en sera question plus loin, mais, pour l'instant, nous admettrons qu'elle est droite.

4° Après cette évolution du piston, on remet le cylindre en communication avec la chaudière et le phénomène se reproduit identiquement de la même façon.

Pendant ces opérations, la pompe alimentaire aspire dans le réfrigérant qui est habituellement l'appareil de condensation, ou dans tout autre réservoir, à la même température que ce réfrigérant, une quantité de substance motrice égale à celle qui est entrée dans le cylindre, et la refoule dans le générateur. Sous l'action du refoulement, cette quantité pénètre dans ce générateur, à une tension et à une température un peu différentes de celles qu'elle possédait auparavant.

Il n'y a pas, évidemment, de cycle proprement dit, dans cette opération, puisque, pendant la période d'admission, la masse de substance motrice se compose de tout le contenu de l'appareil depuis la chaudière jusqu'au piston, tandis que, pendant la détente, cette masse se trouve réduite à celle qui a pénétré dans le cylindre ; puis, pendant l'évacuation, cette masse travaillante se compose du fluide compris dans le cylindre et dans le réfrigérant ; et enfin, les deux masses introduites dans le cylindre et dans le générateur, quoique équivalentes, ne sont pas les mêmes au point de vue du volume.

On peut, à ce sujet, faire les remarques suivantes :

1° D'après la loi correspondante aux vapeurs saturées, la pression, pendant les périodes d'admission et d'évacuation, est indépendante de la masse de fluide considéré ; elle dépend uniquement de la température de la vapeur lorsqu'elle n'est point surchauffée.

2° Pendant la détente, au contraire, tout dépend du poids de vapeur introduite, de la quantité d'eau qu'elle contient et

de l'action des parois du cylindre ; le reste de la masse fluide contenue dans l'appareil devient, momentanément, sans influence.

On peut, par conséquent, admettre que toutes les phases de l'opération ont été accomplies par le poids de vapeur qui se détend, négliger le reste, et considérer l'opération complète comme s'effectuant dans un cylindre fermé avec la même masse de substance motrice.

D'un autre côté, la période d'alimentation sous la forme primitive de la substance motrice, n'existe pas dans le cylindre, puisque la phase d'évacuation dure jusqu'au retour du piston à son point de départ, mais, dans la machine réelle, cette partie du cycle se trouve compensée par l'obligation d'introduire à chaque coup de piston, une quantité de vapeur égale à celle de l'eau injectée, après sa vaporisation. Il résulte de là que le point de départ du piston dans la machine réelle doit se trouver en O au lieu de se trouver en D comme dans la machine idéale à cylindre fermé, la ligne OD représentant le volume d'eau liquide qui fournit une cylindrée de vapeur. Cela signifie que le travail à pression constante d'un volume de vapeur égal au volume de liquide qui fournit toute la vapeur nécessaire pour le coup de piston, suffit théoriquement pour produire l'alimentation du générateur en eau liquide, pendant ce coup de piston, et que la chaleur produite par cette alimentation équivaut au travail à pression constante que nous venons de désigner. Ces deux opérations se neutralisent donc réciproquement et on peut les négliger.

On voit, d'après ces observations, que toutes choses se passent, au point de vue du travail produit, comme si la machine était à cylindre fermé et fonctionnait entre les mêmes limites de température ; il y a même dépense de chaleur au cylindre ou à la chaudière, même détente, même condensation et, en outre, même intervention calorifique des parois, non seulement pendant la détente, mais encore pendant les autres périodes du cycle, pour lesquelles, du reste, cette intervention peut être positive ou négative, c'est-à-dire peut réchauffer ou refroidir la vapeur.

Le poids du corps travailleur qui doit être pris en considération est alors celui du fluide introduit dans le cylindre à chaque opération, et son volume au commencement et à la fin du cycle est celui de l'eau liquide consommée pour chacune de ces opérations.

Si d est le poids du mètre cube de l'eau liquide avant son introduction dans la chaudière, c'est-à-dire à la température limite inférieure du cycle,

d' le poids du mètre cube de la vapeur introduite dans le cylindre,

OA le volume de cette vapeur introduite sous la tension initiale constante,

on aura pour le cycle fictif

$$\mathrm{OD} = \mathrm{OA}\,\frac{d'}{d}\,.$$

Le cycle de la machine à cylindre fermé, tel que nous venons de le décrire, devient alors le cycle fictif qui représente le mode de fonctionnement de la machine réelle à cylindre ouvert. Leur diagramme représentatif commun est représenté par $sznxys$ qui comprend la ligne droite sz qui est une ligne d'accroissement de pression sous volume constant, destinée à figurer l'accroissement de tension et de température que subit l'eau liquide depuis la température limite inférieure jusqu'à la température limite supérieure à laquelle seulement la transformation du liquide en vapeur doit s'effectuer sans modification de la tension ni de la température.

Seulement, pour la machine réelle, ce diagramme résulte de la différence $mnxyqm - qszm$ dont le second terme représente le travail neutralisé par la pompe alimentaire.

Cette surface est supposée ramenée à l'hypothèse d'un piston alimentaire de même diamètre que le piston moteur et engendrant le même volume OD pour la même course. Ce dernier travail consiste dans le refoulement de l'eau dans le générateur après qu'elle a été puisée dans le condenseur où nous la supposons prise. Comme, dans cette opération, le piston est poussé par la pression qui règne dans le condenseur, il se produit contre sa face, un travail ODsq qui doit être retranché du tra-

vail OD*zm* de ce refoulement considéré isolément, et il reste bien *qszm* pour travail définitif d'alimentation.

A cause de la compression qui s'exerce sur le liquide à son entrée dans le générateur, la dernière surface mentionnée *qszm*, ne devrait pas, à la rigueur, être un rectangle ; elle devrait être approximativement de la forme *qefzm* qui correspond à une alimentation effectuée avec un fluide doué d'une certaine élasticité et formé d'un mélange d'eau liquide et de vapeur ; seulement quand le fluide alimentaire est entièremeLt liquide, la différence de ces surfaces est négligeable à cause de son incompressibilité presque absolue.

Dans tous les cas, le refoulement dans le générateur doit donner naissance à la petite quantité de chaleur qui correspond au travail OD*zm*, mais cette quantité de chaleur se trouve neutralisée par la cause suivante : le fluide alimentaire, en se vaporisant dans la chaudière, augmente de volume de la quantité DA qui s'introduit d'elle-même dans le cylindre moteur par la vaporisation, mais il reste à faire entrer dans ce cylindre, la partie vaporisée qui occupe le volume OD du liquide alimentaire et cette introduction exige un travail qui est précisément égal à celui d'introduction du liquide dans la chaudière ; il se produit sous le même volume, sous la même pression, en admettant qu'il n'y ait point de perte de tension entre la chaudière et le cylindre. On peut donc, comme nous l'avons déjà dit, considérer la période de travail moteur correspondante au volume de vapeur OD et la période d'alimentation de la machine réelle, comme se neutralisant réciproquement.

Enfin nous ferons observer : 1° que, dans la machine à cylindre fermé et à chaque évolution, le piston ne doit se mettre en marche que quand le liquide, ramené à la température limite inférieure à la fin de l'évolution précédente, a été chauffé jusqu'à la température de vaporisation dans la machine à cylindre ouvert, et que, par conséquent, le début du cycle précède le début du mouvement ; 2° que la chaleur empruntée à la source de chaud, d'une part, et le travail externe de l'autre, étant les mêmes dans les deux machines, la quantité de chaleur absorbée par la source de froid doit être aussi la même dans les

deux cas, en vertu du principe de l'équivalence de la chaleur et du travail.

Appliquons maintenant ce cycle fictif à la détermination du rendement théorique de la machine dont nous avons parlé ci-dessus, qui fonctionne sous la tension initiale de $6^{atm.}$, avec détente jusqu'à $0^{atm.},50$ et condensation à la température de 35°. Nous admettrons l'hypothèse d'absence complète de résistances passives, de pertes de chaleur à travers les parois du cylindre moteur, et nous supposerons que l'échappement s'effectue sous la tension correspondante à 35° pendant toute la durée de la course.

A la tension de $6^{atm.}$ la température est de 159°,22. Le rendement théorique maximum, si la vapeur fonctionnait suivant le cycle de Carnot, serait de

$$\frac{T - T'}{T} = \frac{159^\circ,22 - 35^\circ}{273 + 159,22} = 0,2874.$$

Telle est la fraction de la chaleur totale dépensée qui pourrait être utilisée dans une machine théoriquement parfaite, entre les limites de température 159°,22 et 35°.

Nous déterminerons le rendement théorique de la machine réelle que nous venons d'adopter, en supposant que la chaleur agisse sur $1^{kil.}$ de liquide à chaque évolution de piston.

Le kil. d'eau pris à 35° doit d'abord être porté sous volume que l'on peut considérer comme constant, à la température de 159°,22 ; il exigera, pour cela, d'après la table fondamentale,

$$160^{cal.}938 - 35^\circ = 125,938 \text{ calories.}$$

Arrivé à cette température de 159°,22, il se vaporisera sous température et sous tension constante, avec production de travail externe, ce qui exigera une dépense de chaleur de

	$449^{cal.},457$ pour la chaleur interne	
et de	$44^{cal.},667$ id.	externe.
Total	494,124 calories.	

La dépense totale de chaleur Q sera donc de

$$Q = 494,124 + 125,938 = 620,062 \text{ calories}$$

qui devront passer du foyer dans la chaudière.

Le kil. d'eau vaporisée à $6^{atm.}$ occupera, d'après la table fondamentale, un volume de $0^{m3},3054$.

Comme nous avons supposé à priori, que la vapeur ne recevait ni ne perdait de chaleur à travers les parois du cylindre, sa détente de $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$ sera adiabatique et nous trouverons le volume qu'elle occupera à la fin de cette détente, par l'expression connue :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,135} \text{ ; soit, dans le cas qui nous occupe,}$$

$$\frac{6^{atm.}}{0^{atm.}5} = \frac{V'^{1,135}}{(0,3054)^{1,135}} \text{ ;}$$

on tire de là, $V' = 2,727$ mètres cubes.

Comme le volume de 1 kil. de vapeur à $0^{atm.},50$ est, d'après la table, de $3^{m3},1705$, le volume à $0^{atm.},50$ qui se sera condensé pendant la détente, aura pour valeur :

$$3,1705 - 2,727 = 0^{m3},4435,$$

et ce volume de vapeur condensée, pèsera

$$\frac{0,4435}{3,1705} = 0^{kil.},1399 \text{ ; soit en nombre rond } 0^{kil.},14.$$

Il ne restera donc, à la fin de la détente, que

$0^{kil.},86$ de vapeur à $0^{atm.},50$, à la température correspondante de $81^{\circ},71$, et $0^{kil.},14$ d'eau liquide à la même température.

La quantité de chaleur Q' que l'eau froide appliquée à la condensation doit enlever à ce mélange de vapeur et d'eau, pour ramener le tout à l'état d'eau liquide à 35°, avec accompagnement de travail externe de compression, sera égale à

$$(82^{cal.},017 - 35^{cal.})\,0^{kil.},14 = 6^{cal.},582 \text{ pour l'eau liquide}$$

$$\text{et de } (631^{cal.},421 - 35^{cal.})\,0^{kil.},86 = 512^{cal.},922 \text{ pour la vapeur.}$$

$$\text{Total} \quad 519^{cal.},504 = Q'.$$

$631^{cal.},421$ est la chaleur totale de 1 kil. de vapeur à $0^{atm.},50$.

Le rendement théorique de ce mode d'emploi de la vapeur, sera donc de :

$$\frac{Q - Q'}{Q} = \frac{620,062 - 519,504}{620,062} = 0,1621.$$

Le fonctionnement de la vapeur suivant le cycle de Carnot aurait fourni, comme nous l'avons vu au début de cet article, 0,2874.

Il en résulte que le mode de fonctionnement que nous avons adopté, et qui est celui d'un grand nombre de machines perfectionnées, fournit, au moins théoriquement, les

$$\frac{0,1621}{0,2874} = 0,564,$$

du travail le plus considérable que la chaleur dépensée puisse produire théoriquement entre les limites de température que nous avons assignées et qui sont fréquemment adoptées dans les applications.

Supposons maintenant que, pour accroître le rendement, par augmentation de la chute de température, on surchauffe la vapeur jusqu'à 250° sans changer sa tension de $6^{atm.}$ et sans autre modification au cycle décrit.

Entre ces nouvelles limites de température, le cycle de Carnot, donne :

$$\frac{T-T'}{T} = \frac{250°-35°}{273+250} = 0,411 .$$

Si nous admettons, comme précédemment, qu'il n'y a point de pertes de chaleur à travers les parois du cylindre, nous pourrons déterminer de la manière suivante, la quantité de chaleur Q qu'il faudra transmettre au kil. d'eau à 35°, pour une évolution complète.

Pour le transformer en vapeur saturée à $6^{atm.}$, il faudra, comme dans le cas précédent, $620^{cal.},062$.

Pour surchauffer cette vapeur sous tension constante de $6^{atm.}$, de 159°,22 à 250°, en observant que la capacité calorifique de la vapeur d'eau est d'environ 0,48, il sera nécessaire de dépenser en plus,

$$1^{kil.}\ (250° - 159°,22)\ 0^{cal.},48 = 43^{cal.},5804.$$

On aura, donc, pour dépense totale,

$$Q = 620,062 + 43,5804 = 663,6424 \text{ calories.}$$

Après cette phase du cycle, la vapeur se détendra adiabatiquement de $6^{atm.}$ à $0^{atm.},50$, mais cette détente présentera deux périodes successives bien différentes.

Pendant la première, le fluide surchauffé se détendra comme un gaz, sans condensation, se refroidira par suite de la transformation de la chaleur en travail, et sera ramené à l'état de vapeur saturée à la fin de cette période. Pendant la seconde, la vapeur redevenue saturée se détendra avec condensation jusqu'à la tension finale de $0^{atm.},50$.

Nous avons exposé, dans l'article consacré à la détente surchauffée, la méthode à l'aide de laquelle on peut déterminer le point de la détente où la vapeur se trouve ramenée à l'état de saturation. Dans cet article, nous avons précisément choisi pour exemple numérique, le cas de détente de la vapeur à $6^{atm.}$ surchauffée jusqu'à 250°, et nous avons trouvé (page 193) qu'elle redevenait saturée lorsque la tension initiale de $6^{atm.}$ s'était abaissée jusqu'à $3^{atm.},6$. Nous admettrons ce résultat qui nous dispense de refaire le calcul.

Dans la machine dont nous nous occupons, la détente se fera donc sans condensation jusqu'à $3^{atm.},6$ et elle se continuera ensuite avec condensation, jusqu'à la tension de $0^{atm.},50$.

A $3^{atm.},6$ le kil. de vapeur saturée occupera, d'après la table, un volume de $0^{m^3},4940$, et nous trouverons le volume qu'elle occupera à $0^{atm.},50$, après sa détente complète, à l'aide de l'expression

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,135}; \quad \text{ou} \quad \frac{3^{atm.},6}{0^{atm.},50} = \frac{V'^{1,135}}{(0,4940)^{1,135}};$$

cette équation donne

$$V' = 2,812 \text{ mètres cubes.}$$

La condensation se sera donc élevée à

$$3^{m^3},1705 - 2^{m^3},812 = 0^{m^3},3585,$$

pesant

$$\frac{0,3585}{3,1705} = 0^{kil.},1137.$$

Il restera, à la fin de la détente,

$0^{kil.},1137$ d'eau liquide à 81°,71,

et $0^{kil.},8863$ de vapeur à la tension de $0^{atm.},50$.

Nous aurons alors, comme précédemment, pour valeur de Q',

$(82^{cal.},017 - 35)\ 0^{kil.},1137 = 5^{cal.},346$ pour l'eau liquide,

et $(631^{cal.},421 - 35)\ 0^{kil.},8863 = 528^{cal.},608$ pour la vapeur.

Total. . . $533^{cal.},954 = Q'$.

Le rendement théorique devient, dans ce cas,

$$\frac{Q - Q'}{Q} = \frac{663^{cal.},642 - 533,954}{663,642} = 0,195.$$

Entre les mêmes limites de température, le cycle de Carnot donne, comme nous l'avons vu, 0,411.

La fraction du maximum de rendement, que l'on peut obtenir dans ce dernier cas, est de

$$\frac{0,195}{0,411} = 0,474.$$

On voit d'après tous ces résultats, que la surchauffe a augmenté le rendement absolu, dans le rapport de

0,1621 à 0,195,

ce qui est dû à l'accroissement de la chute de température, mais que le rendement relatif au maximum correspondant à chacune de ces chutes de température, a diminué dans le rapport de

0,564 à 0,474,

ce qui provient de ce que le cycle de fonctionnement de la vapeur surchauffée, s'écarte plus du cycle de Carnot, que le cycle de fonctionnement de la vapeur saturée.

En effet, dans le cycle fictif de la machine à vapeur surchauffée, la ligne des tensions correspondante à la période d'introduction, est une ligne d'égale pression, mais cette ligne n'est isothermique que sur la longueur qui correspond à la transformation du liquide en vapeur saturée ; sur le reste du parcours sous tension constante, chaque point de la ligne droite qui représente les tensions constantes, correspond à une température différente qui va en augmentant jusqu'à ce qu'elle soit devenue égale à celle de la vapeur surchauffée pendant la période d'introduction dans la machine réelle. Cette variation

continue de la température pendant une partie de la période du cycle, qui est isothermique dans le cycle de Carnot, constitue un écart de ce dernier cycle et rend moins avantageux le cycle effectif. C'est pour ce motif que le cycle de la machine à vapeur surchauffée, quoique bien amélioré par l'accroissement de la chute de température, fournit un rendement moins avantageux que le cycle de la machine à vapeur saturée, relativement à la chute de température disponible.

Afin de ne pas compliquer la question, nous avons négligé, dans cet examen, les espaces nuisibles, les avances à l'échappement ou à l'admission et les coussins de vapeur provenant de la fermeture de l'échappement avant la fin de la course, mais ils peuvent aussi être pris en considération.

Pour tenir compte des espaces nuisibles, il suffit de reculer le fond O du cylindre, d'une quantité équivalente à ces espaces. Le cycle fictif de la machine ne cesse pas, pour cela, de se confondre avec le cycle de la machine à cylindre fermé, seulement le corps travailleur se trouve augmenté de la quantité correspondante à ce recul du fond du cylindre.

En ce qui concerne l'avance à l'échappement, sa prise en considération n'introduit aucun changement notable dans le cycle, il suffit de supposer que, dans la machine idéale, comme dans la machine réelle, le refroidissement du corps travailleur commence avant la fin de la course du piston, ce refroidissement étant équivalent à l'échappement d'une certaine quantité de vapeur.

Pour la compression à la fin de la course d'échappement et pour l'avance à l'admission, on peut supposer que, dans la machine idéale, ces deux phénomènes sont remplacés par une compression unique du fluide moteur, par le piston à la fin de sa course ; cette compression étant supposée telle qu'elle représente le même travail négatif que dans la machine réelle. On conçoit d'ailleurs que la chaleur développée par ce refoulement doit se trouver la même dans les deux cas et qu'il faut en

retrancher la même quantité à la chaleur exigée par l'échauffement de la substance motrice.

Quant à la manière de tenir compte, dans le cycle fictif, des chutes de pression de la chaudière au cylindre et du cylindre au réfrigérant, ainsi que des fuites de fluide et des rentrées d'air dans la machine réelle, on peut procéder de la façon suivante :

Pour les chutes de pression, considérer comme chute de température, la différence des températures dans le cylindre même.

Pour les fuites et les rentrées d'air, comme le corps travailleur ne doit pas varier de masse dans la machine idéale, leur effet peut être remplacé par un refroidissement extérieur pour les fuites de vapeur et par un relèvement de la température minima pour les rentrées d'air.

Utilisation du combustible dans les chaudières.

La quantité totale de chaleur que peut produire la combustion complète de $1^{kil.}$ de houille, est à peu près,

de	6500	calories pour la houille médiocre,
de	7500	calories pour la houille de qualité moyenne,
de	8000	calories pour la bonne houille.

En déterminant le poids de vapeur à différentes tensions, que pourrait produire l'utilisation complète de ces quantités de chaleur, suivant que les chaudières sont alimentées avec de l'eau à 15° ou à 40°, nous trouvons :

Pressions.	Température de la vapeur. — Nombres ronds.	Température de l'eau d'alimentation.	Calories pour former 1 kil. de vapeur. — Nombres ronds.	Poids de vapeur sèche que pourrait former tout le combustible, s'il était utilisé.		
				Houille médiocre. 6500 cal.	Houille moyenne. 7500 cal.	Bonne houille. 8000 cal.
atm.			cal.	kil.	kil.	kil.
2	120°	15°	628	10,35	11,94	12,74
		40°	603	10,38	12,44	13,27
3	134°	15°	632	10,28	11,87	12,66
		40°	607	10,71	12,35	13,18
5	152°	15°	638	10,19	11,75	12,54
		40°	613	10,60	12,23	13,05
7	165°	15°	642	10,12	11,68	12,46
		40°	617	10,53	12,15	12,96

Les chaudières, suivant qu'elles sont plus ou moins judicieusement établies, fournissent depuis $6^{kil.}$ de vapeur par kil. de houille brûlée, jusqu'à $9^{kil.}$, en marche régulière, mais ce dernier chiffre n'est obtenu qu'avec les meilleures houilles.

Si l'on suppose que la houille employée soit de qualité moyenne, on aura, dans le premier cas, pour effet utile de la chaudière, en supposant l'alimentation à 40° et la tension de la vapeur sèche, de $3^{atm.}$:

$$\frac{6^{kil.}}{10^{kil.},71} = 0,56 \text{ de la chaleur totale produite.}$$

Dans le 2e cas qui est celui des meilleures chaudières alimentées par les meilleures houilles :

$$\frac{9^{kil.}}{13,18} = 0,68 \text{ de la chaleur totale produite.}$$

Ces rendements sont fort amoindris dans les mauvaises chaudières qui ont des fuites, dont les parois internes sont couvertes d'incrustations, dont les carneaux n'ont pas une section suffisante, dont les grilles sont formées de barreaux trop serrés ou n'ont pas une surface convenable, et dont le chauffeur est incapable ou négligent.

D'autre part, il est évident qu'aucune amélioration dans l'établissement des chaudières, ne peut avoir pour résultat l'utilisation complète de la chaleur développée. Il y aura toujours une perte de chaleur pour produire le tirage qui ne peut exister qu'à la condition d'une haute température dans la cheminée ; puis on ne pourra jamais abaisser la température des gaz provenant de la combustion, au-dessous de la température de la vapeur.

On peut affirmer, sans craindre de commettre une erreur appréciable, qu'aucun perfectionnement, dans l'avenir, n'élèvera l'effet utile des chaudières, au-delà de 0,80 de la chaleur totale développée par la combustion de la houille, et ce chiffre n'est pas près d'être atteint en marche régulière.

CHAPITRE VIII.

DES MACHINES A VAPEUR.

TYPES DE MACHINES A VAPEUR.

Les machines à vapeur les plus répandues aujourd'hui, on pourrait presque dire les seules employées, se composent essentiellement d'un cylindre bien alézé à l'intérieur et contenant un obturateur mobile, ou piston, qui le ferme hermétiquement et que la vapeur pousse tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre, ou ne pousse que dans un seul sens, le retour au point de départ s'effectuant par la vitesse acquise de l'appareil ou par tout autre moyen. Le piston porte une tige qui transmet au dehors, par l'intermédiaire d'une combinaison quelconque d'organes mécaniques, le travail transmis par la vapeur à ce piston lui-même.

Nous exposerons, à l'aide de figures simplement théoriques, les principaux systèmes de machines à vapeur employées, en faisant abstraction du mode de communication de mouvement de la tige du piston jusqu'au point où s'effectue le travail utile, ce mode de transmission du travail n'ayant aucune influence sur l'évalution du travail absolu de la vapeur et n'ayant, au fond, qu'une influence très secondaire sur l'effet utile recueilli.

Dans le système représenté par ses lignes primitives dans la fig. (14), la vapeur venant de la chaudière par le tuyau M, à une pression égale ou légèrement supérieure à la pression

atmosphérique, fait équilibre sur le piston à cette dernière, et comme la tige de ce piston est suspendue à l'extrémité d'un balancier dont l'autre extrémité porte une charge un peu supérieure au poids du piston, celui-ci s'élève jusqu'à la partie supérieure du cylindre pendant que ce cylindre s'emplit de vapeur à une tension à peu près égale à celle de l'atmosphère extérieure.

A cette époque du mouvement, on ferme le robinet A d'arrivée de la vapeur, puis on ouvre immédiatement le robinet B placé sur un tuyau qui, d'un côté, débouche dans le cylindre et, de l'autre, est adapté à un réservoir supérieur d'eau froide. Il se fait alors une injection d'eau dans la masse de vapeur que renferme le cylindre et elle se condense plus ou moins complètement : d'où résulte un abaissement considérable de tension sous le piston. La pression atmosphérique sur sa face supérieure devient alors prédominante et il redescend en emportant la charge qui lui fait équilibre de l'autre côté du balancier et, en même temps, en surmontant la résistance utile qui s'exerce de ce dernier côté.

Lorsque le piston est revenu à la partie inférieure de sa course, le robinet B se ferme, le robinet A se rouvre, une nouvelle injection de vapeur à une tension légèrement supérieure à la tension atmosphérique, reproduit le mouvement ascendant du piston, chasse l'eau qui provient de la condensation précédente, par le tuyau de décharge N qui porte à sa partie inférieure une soupape D, et ouvre la soupape C qui porte le nom de *reniflard*, en emportant avec elle l'air que l'eau et la vapeur du précédent coup de piston avaient amené. Immédiatement après cette période d'évacuation du cylindre, la tension de la vapeur s'abaisse très peu au dessous de la pression atmosphérique, par suite de l'excès de dépense qui vient de se faire, les soupapes C et D se referment d'elles mêmes sous l'influence de la pression atmosphérique bien avant que le piston ait achevé sa course montante et celle-ci se continue comme précédemment sous l'influence de l'excédant du poids suspendu à l'autre extrémité du balancier.

Les soupapes C et D au lieu de s'ouvrir sous l'excédant de

la pression de la vapeur dans le cylindre sur la pression atmosphérique et de se fermer sous l'excédant de la pression atmosphérique sur la tension de la vapeur, peuvent être manœuvrées mécaniquement comme les robinets A et B.

On peut aussi supprimer le reniflard C, l'expérience ayant appris que le tuyau de décharge N suffisait pour l'évacuation de l'air et de l'eau provenant de la condensation, au commencement de chaque course montante.

Cette machine, connue sous le nom de *machine atmosphérique de Newcomen,* a été inventée vers l'année 1710, par Thomas Newcomen forgeron de Darmouth, et John Cawley vitrier de la même ville. Elle était la première machine à piston que l'on eût fait jusqu'alors et elle a été, pendant longtemps, exclusivement employée à l'épuisement des mines. En 1837, la presque totalité des machines d'épuisement dans les houillères de notre pays, étaient de ce système que l'on peut considérer comme le point de départ de la machine à vapeur, au point de vue des applications industrielles. Depuis un grand nombre d'années, elle est complètement abandonnée, à cause de l'énorme quantité de vapeur qu'elle consomme par condensation inutile pendant la montée du piston, dans le cylindre refroidi par l'injection d'eau froide pendant la course précédente, et à cause des dimensions considérables qu'il faut donner à ce cylindre pour développer une puissance relativement peu considérable.

Nous ne nous occuperons pas de cette machine qui n'a plus, aujourd'hui, qu'une valeur purement historique.

Dans le système représenté par la fig. (15), la vapeur venant de la chaudière par le tuyau M pousse le piston de haut en bas, en surmontant une résistance dont la grandeur dépend de la surface de ce piston et de la tension de la vapeur qui n'est plus limitée comme dans la machine de Newcomen. La tige du piston agit à l'extrémité d'un balancier et la résistance, qui est ordinairement celle d'une maîtresse-tige de pompes d'épuisement, est appliquée à l'autre extrémité de ce balancier. Pendant la course de haut en bas, la soupape C qui se nomme *soupape d'équilibre,* reste fermée, et la soupape E qui est la

soupape du condenseur, reste ouverte ; de sorte que le vide qu'une injection d'eau froide produit dans le condenseur où vient déboucher le tuyau F, se propage dans le cylindre et diminue, dans une forte proportion, la tension qui s'exerce sur la face du piston opposée à celle qui reçoit l'action de la vapeur.

Le tuyau F peut aussi déboucher directement dans l'atmosphère, mais alors le vide ne se fait plus sous le piston qui reçoit moins de travail utilisable de la part de la vapeur.

Quand le piston est au bas de sa course, la *soupape d'admission* B, se ferme et la soupape d'équilibre, C, s'ouvre ; quant à la soupape du condenseur, E, elle peut, suivant les circonstances, rester ouverte ou fermée.

Dans ces conditions, la vapeur qui emplit le cylindre au-dessus du piston, peut passer librement sous ce piston par la colonne latérale D qui se nomme *colonne d'équilibre*, et toute puissance motrice de la vapeur, se trouvant neutralisée par les deux pressions égales exercées sur les deux faces du piston, celui-ci remonte jusqu'à la partie supérieure de sa course sous l'influence d'un excédant de poids que l'on a donné à la maîtresse-tige, sur toutes les résistances qu'elle doit surmonter en descendant; cet équilibre des tensions sur les deux faces du piston pendant sa course montante, peut se produire dans trois conditions différentes :

1° Lorsque le tuyau F débouche directement dans l'atmosphère et que la soupape E est ouverte, une partie de la vapeur s'échappe par ce tuyau F jusqu'à ce que la tension des deux côtés du piston, s'abaisse jusqu'à la pression atmosphérique extérieure; l'équilibre s'établit donc entre deux pressions égales à celle de l'atmosphère, au moins très approximativement.

2° Lorsque la soupape E reste fermée pendant la course montante, il importe peu que le tuyau F débouche dans l'atmosphère ou dans un condenseur, l'équilibre s'établit sous deux tensions égales à celle que conserve encore la vapeur lorsque son volume, qui occupait d'abord la capacité du cylindre au-dessus du piston, s'est agrandi pour occuper toute la capacité de ce cylindre et celle de la colonne d'équilibre.

3° Lorsque le tuyau F débouche dans un condenseur et que la soupape E est ouverte pendant cette course montante, l'équilibre des tensions sur les deux faces du piston, s'établit sous une tension qui est celle qui peut subsister encore dans tout l'appareil après que la presque totalité de la vapeur appelée par le vide qu'un jet d'eau froide crée dans le condenseur, s'est condensée dans cette dernière capacité.

Lorsque le piston est arrivé au sommet de sa course, la soupape C se ferme, la soupape B se rouvre, ainsi que la soupape E si elle est restée fermée pendant la course montante, et tous les phénomènes que nous venons de décrire, se reproduisent.

Quoique l'appareil en soit plus compliqué, le tuyau F, pour des raisons d'économie de combustible sur lesquelles nous reviendrons plus tard, débouche ordinairement dans un condenseur.

Cette machine qui porte le nom de *machine de Watt à simple effet*, a été inventée par cet homme de génie vers l'année 1769 et elle a été, comme la machine de Newcomen, exclusivement appliquée à l'exploitation des mines.

Un peu plus tard, la détente y a été appliquée en fermant la soupape d'admission B avant la fin de la course du piston et c'est dans cette dernière condition de fonctionnement qu'elle a reçu le nom de *machine de Cornouailles*, parce que c'est dans les mines de ce comté d'Angleterre qu'elle a été employée pour la première fois.

Depuis une trentaine d'années, on a souvent simplifié en Belgique et dans quelques pays voisins, la disposition de Watt, en faisant passer la tige du piston par le fond du cylindre et en l'attachant directement à la maîtresse-tige des pompes; on a ainsi supprimé le balancier et les constructions coûteuses qu'il entraînait, mais cette disposition si simple présente un inconvénient assez grave. Le cylindre étant placé directement sur le puits, la partie supérieure de celui-ci en est plus ou moins obstruée.

Sous cette dernière forme représentée par la fig. (16), la machine a reçu le nom de *machine à traction directe*.

A est la soupape d'admission, B la soupape d'équilibre et

Z la soupape de condenseur que l'on a souvent supprimée pour des raisons qui seront exposées plus tard.

On voit que, dans cette machine, le travail utile se produit pendant la course montante du piston, et que la descente de celui-ci, avec équilibre des tensions sur ses deux faces, doit s'effectuer sous l'action d'un excédant de poids de la maîtresse-tige sur les résistances qu'elle est destinée à surmonter pendant cette descente.

Le système représenté par la (fig. 17) qui reproduit une des dispositions pratiques adoptées, comprend un cylindre et un piston qui est poussé par la vapeur, tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre, de façon à communiquer à la tige de ce piston un mouvement de va et vient que l'on transforme habituellement en mouvement de rotation à l'aide d'une bielle et d'une manivelle ou de toute autre disposition mécanique. Pendant que la vapeur venant de la chaudière pousse le piston dans le sens XY, la vapeur qui a fourni le coup de piston précédent et qui se trouve du côté Y de ce piston, passe directement dans l'atmosphère, ou dans un condenseur lorsque l'on veut faire le vide dans la partie du cylindre vers laquelle le piston se meut.

Pendant la course dans le sens YX, c'est le compartiment Y qui est mis en communication avec la chaudière et le compartiment X qui communique avec l'atmosphère extérieure ou avec le condenseur.

Voici comment cette distribution de la vapeur s'effectue dans la disposition représentée par la figure et qui est une des plus simples que l'on ait inventées.

Un côté du cylindre porte latéralement une nervure extérieure assez large qui constitue une augmentation d'épaisseur de la paroi sur une partie plus ou moins considérable du pourtour de ce cylindre. La face externe $m\,z'$ de cette nervure a été dressée avec soin et offre une surface bien unie et parfaitement plane. Dans cette surface on a percé trois ouvertures rectangulaires, ou lumières, n, x, z, beaucoup plus larges dans le sens d'une tangente au cylindre que dans le sens de sa hauteur ;

l'ouverture *z* communique, par un conduit ménagé à la fonte dans l'épaisseur de la nervure, avec le bas du cylindre ; l'ouverture *n* communique de la même manière, avec le haut de ce cylindre, et l'ouverture centrale *x* débouche dans un conduit C qui n'a aucune communication directe avec le cylindre et qui, dirigé perpendiculairement au plan de la figure, traverse la partie saillante de la nervure et se prolonge par un tuyau extérieur, jusque dans un condenseur, ou débouche tout simplement dans l'atmosphère.

Sur la surface *m z'* nommée *table des lumières,* peut glisser une plaque K d'une longueur *m z* et plus large que les lumières qu'elle recouvre. Cette plaque porte en dessous une cavité dont le dessin représente un des côtés et dont l'autre côté est égal à la largeur de la lumière ; de sorte que cette plaque, qui porte le nom de *coquille*, de *glissière* ou de *tiroir,* ne se trouve en contact avec la table des lumières que par son pourtour. Le tout est recouvert d'une chapelle qui communique avec la chaudière par la tubulure D. Un excentrique circulaire, placé généralement sur l'arbre du volant de la machine, communique à la glissière un mouvement de va et vient sur la table des lumières.

Dans la position de la glissière indiquée par la lettre K dans la figure, la vapeur qui remplit la chapelle et qui vient de la chaudière, peut entrer, par la lumière *z*, dans le bas du cylindre et pousser le piston de bas en haut. Pendant ce temps, la vapeur qui se trouve de l'autre côté du piston, est chassée de la capacité Y par la lumière *n*, passe sous la glissière et, par la lumière *x*, s'engage dans le tuyau de décharge C qui la conduit dans l'atmosphère ou dans un condenseur.

Dans la position K' de la glissière, la vapeur entre dans le haut du cylindre, pousse le piston de haut en bas et la vapeur du précédent coup de piston s'échappe par la lumière *z*.

Ce n'est pas ici le lieu d'examiner de plus près ce mode de distribution de la vapeur, mais on verra plus tard, qu'un simple mouvement de va et vient suffit pour placer la glissière en position convenable, à chaque instant, pour que les deux capacités Y et X soient en communication au moment nécessaire, avec la chaudière et avec l'atmosphère ou avec le condenseur.

Il y a beaucoup d'autres moyens de distribuer la vapeur, mais celui-ci suffit pour donner une idée des dispositions que l'on peut employer dans les applications, pour recueillir le travail que la chaleur est susceptible de produire dans ce genre d'appareil.

Cette machine porte le nom de *machine de Watt à double effet,* parce que c'est à ce grand mécanicien qu'elle est due. Il faisait ordinairement déboucher le tuyau de décharge C dans un condenseur et, pour empêcher la vapeur de se condenser dans le cylindre moteur par suite du refroidissement de ses parois, il plaçait ce cylindre moteur dans un autre cylindre semblable, de façon qu'il restât entr'eux un intervalle de quelques centimètres, hermétiquement fermé en haut et en bas. La vapeur venant de la chaudière traversait cet espace annulaire avant d'arriver dans la chapelle de distribution K, s'y condensait en petite quantité pour réchauffer les parois du cylindre moteur et l'eau provenant de cette condensation était ramenée à la chaudière par un tuyau de retour placé au bas de l'espace annulaire.

La vapeur à la tension de la chaudière et sans cesse renouvelée qui entoure le cylindre moteur sur toute sa hauteur, a reçu le nom de *chemise de vapeur*. Enfin, pour diminuer la condensation inutile dans la chemise de vapeur, on entourait encore parfois le cylindre enveloppe d'une couche plus ou moins épaisse de matières peu conductrices de la chaleur.

On peut dans la machine à double effet de Watt, comme dans sa machine à simple effet, fermer la soupape ou glissière d'admission de la vapeur, avant que le piston ait terminé sa course; on cesse alors de dépenser de la vapeur nouvelle et celle qui se trouve ainsi dans le cylindre, isolée de la chaudière, continue à pousser le piston et à produire du travail en augmentant de volume et en diminuant de tension, jusqu'à la fin de la course.

Il faut, évidemment, que cette diminution de tension ne devienne jamais telle que la contre pression de la vapeur qui se trouve de l'autre côté du piston et qui s'échappe dans l'atmosphère ou dans un condenseur, l'emporte et tende à faire rebrousser chemin à ce piston, avant la fin de la course.

Les machines dans lesquelles ce principe d'économie de

vapeur, découvert pas Watt, a été appliqué, se nomment *machines à détente ou à expansion*. Tout le travail que produit la détente constitue un bénéfice, puisqu'il est obtenu sans dépense de vapeur et, par suite, sans dépense de combustible.

On peut, d'après ce qui précède, classer les machines à vapeur, en cinq catégories, d'après le mode spécial d'action de la force motrice sur le piston :

1° Les machines atmosphériques dont le type est la machine de Newcomen ;

2° Les machines sans détente ni condensation ;

3° Les machines sans détente, à condensation ;

4° Les machines à détente, sans condensation ;

5° Les machines à détente et à condensation.

Il sera facile de reconnaître, à mesure que nous avancerons dans l'étude de ces appareils, que tous ceux qui existent, rentrent dans l'une ou l'autre de ces catégories.

Les quatre dernières peuvent être, du reste, à *simple ou à double effet*, suivant que la vapeur ne pousse jamais le piston que dans un sens, ou qu'elle le pousse tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre.

On applique aussi, parfois, d'autres dénominations complémentaires aux machines de ces quatre dernières catégories ; on dit qu'elles sont *à basse pression,* quand la tension de la vapeur, dans la chaudière, ne dépasse pas deux atmosphères, *à moyenne pression,* quand cette tension reste comprise entre deux et quatre atmosphères, et *à haute pression,* quand la tension dépasse quatre atmosphères. Ces dernières dénominations n'ont, au fond, aucune importance et il vaut mieux, pour donner une idée nette des conditions dans lesquelles une machine travaille, indiquer tout simplement et exactement la tension sous laquelle la vapeur agit sur le piston.

Au lieu d'opérer la détente dans le cylindre même qui a reçu la vapeur venant de la chaudière, on l'effectue quelquefois dans un deuxième cylindre plus grand qui contient également un piston dont la tige agit dans le même sens que celle du piston du premier cylindre et sur le même organe de transmission

de mouvement. Cette disposition porte le nom de *machine de Woolf*, parce que cet ingénieur est le premier qui l'ait adoptée. La fig. (18) en représente les lignes primitives, abstraction faite des détails d'exécution adoptés dans les applications.

La vapeur vient de la chaudière par le tuyau M et, dans les positions des soupapes ou glissières indiquées sur le dessin, agit sur la face supérieure du petit piston. Pendant qu'elle pousse ainsi ce piston sous tension constante tant que le passage A reste ouvert, la vapeur contenue dans la partie O du petit cylindre, passe par l'ouverture D et agit sur la face supérieure du grand piston qui, relié au même levier ou balancier que le petit, fournit sa course complète en même temps que lui. La capacité O′ du grand cylindre, pendant cette course de haut en bas des deux pistons, reste continuellement en communication avec le condenseur par l'ouverture F et par le tuyau N qui débouche dans ce condenseur.

En fermant les glissières qui sont ouvertes sur le dessin et en ouvrant celles qui sont représentées fermées, on fournit, dans les mêmes conditions, la course de bas en haut des deux pistons.

Lorsque les points de la communication extérieure de mouvement, auxquels se rattachent les tiges des deux pistons, sont assujétis à parcourir le même chemin, les courses des deux pistons sont égales. Dans ce cas, on obtient un rapport déterminé entre les capacités des deux cylindres à l'aide d'une différence des diamètres des deux pistons, tandis que dans le cas précédent, ce rapport est obtenu par la différence des diamètres et, en même temps, par la différence des courses. C'est cette différence des volumes engendrés par les deux pistons qui constitue la valeur de la détente, lorsque la vapeur entre dans le petit cylindre pendant toute la course, mais on peut obtenir une détente plus considérable en fermant l'admission dans ce petit cylindre avant la fin de la course de son piston.

Les deux cylindres sont généralement revêtues d'une *chemise de vapeur* commune traversée par la vapeur qui se rend de la chaudière au tuyau d'admission M et, de temps en temps, on ajoute à la chemise de vapeur, une couverture de matières peu

conductrices pour empêcher les déperditions de chaleur. Ces moyens préventifs du refroidissement de la vapeur dans les cylindres sont ici plus nécessaires encore que dans les machines à un seul cylindre, parce que les causes de refroidissement y sont plus considérables.

Cette disposition ne présente aucun avantage, au point de vue de la quantité théorique de travail extérieur produit à pression constante et à détente, sur la machine à un seul cylindre, mais, comme nous le verrons plus loin, la somme des efforts transmis simultanément par les tiges des deux pistons, est moins variable que l'effort unique transmis dans la machine à détente à un seul cylindre, et il est plus facile d'obtenir dans la marche de la machine, une vitesse très régulière qui est indispensable dans certaines applications industrielles, par exemple dans les filatures, pour lesquelles on a souvent adopté ce type à deux cylindres. Dans les machines à un seul cylindre on n'obtiendrait le degré de régularité nécessaire au bon fonctionnement des métiers à filer, qu'à l'aide d'un très fort volant

On pourrait sur le principe de Woolf, faire des machines à plus de deux cylindres et dans lesquelles la vapeur croîtrait progressivement de volume, en passant d'un cylindre dans le suivant. On obtiendrait ainsi une somme d'efforts transmis par les pistons, de plus en plus régulière, mais les appareils se compliquent de plus en plus avec le nombre de cylindres employés et l'on n'en a jamais employé plus de trois. Les constructeurs modernes ne vont pas au delà de deux.

Dans la marine, on a, depuis quelques années, adopté une légère modification à la machine de Woolf, et l'on a construit la *machine Compound* dont il sera question plus tard.

Depuis quelque temps on essaie aussi de remettre en lumière un ancien mode d'application de la vapeur à l'élévation de l'eau, et de reproduire, sous le nom de *pulsomètre,* l'ancienne machine du capitaine Savery qui fonctionnait vers 1832 dans l'établissement des bains Vigier à Paris. Ces bains établis sur un bateau

amarré près du Pont-Neuf, étaient alimentés d'eau puisée dans la Seine par cette machine qui était d'une simplicité toute élémentaire, mais qui, eu égard à l'effet utile produit, consommait une énorme quantité de vapeur.

Nous avons représenté dans la (fig. 19) le principe d'action de cet appareil.

A est un cylindre, ou une capacité de toute autre forme, plein d'eau ;

B un tuyau d'aspiration plongeant, par le bas, dans le réservoir d'où l'eau à élever, doit être tirée, et communiquant par le haut avec la capacité A dont il peut être isolé par la soupape d'aspiration *m* ;

C le tuyau d'arrivée de la vapeur venant de la chaudière ;

p la soupape d'admission de la vapeur ;

D la colonne de refoulement de l'eau ;

n la soupape de retenue de l'eau dans la colonne D.

Supposons l'appareil plein d'eau jusque dans le voisinage de la partie supérieure de la capacité A.

Si l'on ouvre la soupape d'admission *p*, la vapeur s'établira à la partie supérieure de cette capacité A et se condensera en plus ou moins grande quantité par suite de son contact avec la surface de l'eau et avec les parois de la capacité ; la couche superficielle du liquide s'échauffera rapidement, mais comme la chaleur ne se propage qu'avec une extrême lenteur de haut en bas dans les liquides, la condensation se ralentira vite et la vapeur pourra agir avec toute sa tension sur la surface de l'eau contenue dans la capacité A. Cette eau sera alors refoulée dans la colonne D par la soupape *n*. Quand le niveau sera abaissé jusqu'en un certain point, par exemple jusqu'en *xy*, la soupape C se fermera, le mouvement d'ascension de l'eau s'arrêtera et la soupape *n* retombera sur son siège.

Si l'on injecte alors de l'eau froide dans la capacité A qui est pleine de vapeur, ou tout simplement si on laisse agir pendant quelque temps les causes naturelles de refroidissement de cette vapeur, celle-ci se condensera, le vide se formera dans la capacité et l'eau du réservoir inférieur, poussée par la pression atmosphérique, soulèvera la soupape *m* et remplira la capacité

A à mesure que la condensation effectuée le permettra. Lorsque toute l'action du refroidissement se sera produite, l'eau se sera élevée jusque vers la partie supérieure de la capacité A et tout mouvement s'arrêtera dans l'appareil. En rouvrant alors la soupape C, les mêmes phénomènes se reproduiront identiquement.

On pourrait même introduire un peu de détente dans cet appareil. En faisant fonctionner la vapeur au début de l'admission, sous une pression plus considérable que celle qui est nécessaire au refoulement de l'eau dans la colonne D, on imprimerait une grande vitesse au liquide que contient cette colonne et quand la tension de la vapeur ne serait plus que suffisante pour lui faire équilibre statique, ce liquide animé d'une grande vitesse ascensionnelle, tendrait à continuer son mouvement en luttant contre l'action de la pesanteur à l'aide de sa force vive emmagasinée. L'effort que la vapeur devrait exercer sur sa surface dans la capacité A, serait alors amoindri ; de sorte qu'une certaine détente de la vapeur au delà de la tension qui fait équilibre statique à la colonne d'eau refoulée, serait possible

Dans la machine des bains Vigier, on avait placé sur la surface du liquide, un flotteur qui se mouvait librement dans le cylindre, afin de supprimer dans une très forte mesure, le contact de la vapeur avec l'eau et de diminuer la condensation pendant la période de refoulement.

Nonobstant cette précaution, la condensation était restée considérable, à cause du refroidissement par les parois du cylindre périodiquement mouillées d'eau froide pendant les périodes d'aspiration ; mais comme l'eau élevée devait être encore échauffée pour le service des bains, la chaleur rendue disponible par cette condensation n'était pas perdue et l'eau élevée arrivait dans les chaudières où elle devait être échauffée, avec une température supérieure à celle des eaux de la Seine où elle était puisée.

C'est là une des circonstances rares dans lesquelles cette machine puisse être recommandée, car dans toutes celles où l'eau élevée n'a pas besoin d'un accroissement de température, les pertes de vapeur y sont trop considérables, comme dans la

machine de Newcomen dont elle présente tous les plus graves inconvénients.

Son usage, dans ces derniers cas, ne pourrait être motivé que par la simplicité de sa disposition, la presque impossibilité de dérangement qu'elle présente et par l'intérêt que l'on pourrait avoir à posséder un appareil qui n'exige que peu d'entretien et qui se trouve toujours en état de fonctionner, même après un long repos. Dans les circonstances où ces avantages prennent une grande importance, on peut sacrifier l'économie de combustible pendant la marche de l'appareil.

Toutes les machines dont il vient d'être question, moins la dernière, sont à piston cylindrique se mouvant dans une capacité également cylindrique, ce qui exige, quand on a besoin d'un mouvement de rotation continu, l'emploi d'une bielle et d'une manivelle, ou de toute autre combinaison d'organes mécaniques, pour transformer le mouvement de va et vient du piston en mouvement de rotation.

On a aussi essayé un grand nombre d'autres dispositions qui ont reçu le nom de *machines à rotation directe*. Dans celles-ci, la vapeur venant de la chaudière imprime directement un mouvement de rotation à l'organe qui fait office de piston et qui est fixé à un arbre qu'il entraîne avec lui. Nous citerons quelques-unes de ces dispositions qui ont été essayées à différentes époques.

Machine rotative de Watt (fig. 20). — E est un cylindre à fonds plats et de peu de hauteur ; A le piston tournant qui entraîne dans sa rotation l'arbre D qui traverse les fonds plats du cylindre et transmet le mouvement au dehors ; B une espèce de clapet ou valve courbe qui peut s'ouvrir et se fermer en tournant autour de la charnière *z* ; cette valve frotte contre les fonds du cylindre et sur l'anneau de calage du piston, anneau qui a la même largeur que ce piston et qui frotte comme lui sur les fonds du cylindre ; H le tuyau d'arrivée de la vapeur et K le conduit de décharge qui peut déboucher dans l'atmosphère ou dans un condenseur.

La vapeur arrivant par le tuyau H pousse le piston A dans le sens indiqué par la flèche, et elle est arrêtée, de l'autre côté, par la valve B qui s'appuie sur l'anneau de calage de ce piston et qui est assez longue pour qu'elle ne puisse dépasser la position indiquée sur le dessin. Lorsque le piston, après avoir décrit la plus grande partie de sa révolution, vient rencontrer cette valve, il la pousse dans une cavité ménagée pour cela dans la paroi du cylindre et passe outre. Immédiatement après le passage du piston, la valve est repoussée par la vapeur dans sa position première et le mouvement se continue indéfiniment. Pendant que la vapeur venue de la chaudière pousse le piston, l'autre face de celui-ci rejette dans l'atmosphère, par le tuyau de décharge K, la vapeur de la précédente révolution, qui est restée dans le cylindre après que le piston a eu franchi l'entrée de ce tuyau.

Le brevet de Watt pour cette machine, est de 1783.

Machine rotative de Murdock, brevet de 1799 (fig. 21). — EE est une capacité doublement cylindrique, à fonds plats plus ou moins distants. Cette capacité est traversée par deux arbres portant deux roues d'engrenage en prise et construites avec un soin tel que la vapeur ne puisse passer entr'elles au point où elles engrènent, ou tout au moins n'y puisse passer qu'en volume égal au jeu qui doit rester entre la dent et l'intervalle de deux autres dans lequel elle se loge à son passage sur la ligne des centres. De plus, les extrémités et les faces latérales de toutes les dents, doivent frotter doucement contre les parties cylindriques de la capacité et contre ses fonds plats. Il est clair que si l'on fait arriver de la vapeur par le tuyau H, les deux engrenages tourneront dans le sens indiqué par les flèches en entraînant les arbres qui les portent, dans leur mouvement de rotation, et que la vapeur emportée dans les intervalles des dents le long des surfaces cylindriques, s'échappera par le tuyau K qui peut déboucher dans un condenseur ou dans l'atmosphère.

Cet appareil met immédiatement deux arbres tournants à la disposition du mécanicien, mais s'il n'en utilise qu'un seul, celui-ci recevra la totalité du travail transmis par la vapeur, à

la condition que l'autre n'ait à surmonter aucune résistance.

Machine rotative de Joseph Ève, brevet de 1825 (fig. 22). — K est un cylindre creux, bien alézé, à fonds plats, portant en un point de son pourtour, une cavité demi-cylindrique également alézée. Dans le cylindre creux on a placé un cylindre plein B solidement fixé sur l'arbre A qui traverse les fonds du premier et qui porte trois dents qui doivent faire office de pistons. Le cylindre plein B a pour hauteur la distance des fonds du cylindre creux et les faces planes latérales des dents frottent également contre ces fonds.

Un petit cylindre C ayant un tiers du diamètre du cylindre B, est placé dans la cavité demi-cylindrique et peut tourner tangentiellement à celui-ci, de façon à faire trois tours quand ce dernier en fait un. Ce petit cylindre C porte lui-même une cavité qui peut contenir les dents Y quand elles passent en ce point, tout en empêchant la vapeur de passer d'un côté à l'autre de la dent qui franchit le passage.

Il est clair que si la vapeur arrive par le tuyau D, elle trouvera une résistance inébranlable en C, poussera les dents dans le sens indiqué par les flèches et s'échappera par le tuyau E qui débouche dans l'atmosphère ou dans un condenseur. Chacune des dents, à son passage en C, se loge dans la cavité du petit cylindre qui vient précisément s'offrir en cet instant, parce que celui-ci fait trois révolutions pendant que le noyau B n'en fait qu'une.

Dans une autre disposition analogue (fig. 23), le noyau B tangent à la circonférence intérieure du cylindre et dont l'arbre K traverse excentriquement les fonds plats de ce cylindre, porte quatre fentes munies de ressorts au fond. Sur ces ressorts s'appuient des plaques rectangulaires glissant à frottement doux contre les parois des fentes et faisant office de pistons. Pendant la rotation du noyau B, ces plaques poussées par les ressorts rentrent dans les fentes ou en sortent pour s'appliquer toujours contre la surface convexe du cylindre et contre ses fonds plats. Lorsque la vapeur arrive par le tuyau A, elle est arrêtée en S par le contact des deux cylindres tangents et pousse le piston N qui emporte le noyau B avec lui et, par

suite, l'arbre moteur K. Lorsque ce piston arrive dans la position M, la vapeur qui lui a transmis son travail par la face *mn*, peut s'échapper par le tuyau C. Quand cet appareil ne contient qu'un seul obturateur mobile, ou piston, l'orifice de décharge C est placé près de l'orifice d'arrivée de la vapeur, A ; quand il en contient deux, l'orifice de décharge se place en B, ou plutôt on peut supprimer la moitié inférieure du cylindre creux, en ne laissant de ce côté que deux coulisses circulaires pour empêcher les obturateurs de sortir tout à fait de leurs gaines et pour maintenir leurs extrémités tangentes à la circonférence du demi-cylindre creux.

Nous croyons inutile d'insister davantage sur ces dispositions de machines à rotation directe, dont on a essayé ou proposé une énorme quantité et qui tiennent une si grande place dans tous les recueils de brevets d'invention ; parce que toutes, au moins jusqu'aujourd'hui, ont présenté des frottements, des fuites de vapeur et des chances de dérangement si considérables, qu'elles n'ont jamais pu entrer en comparaison avec les machines à mouvement de piston, rectiligne, au point de vue de l'économie de combustible et de la sécurité du service, ce qui les a fait abandonner.

Les fuites de vapeur, principalement autour des obturateurs mobiles, étaient énormes et entraînaient une dépense de combustible sans rapport avec l'utilité des appareils. Il est impossible de dire aujourd'hui si l'on arrivera jamais à une solution pratique satisfaisante, de ce problème dont la solution théorique est d'une si grande simplicité.

Les efforts des inventeurs, dans cette voie, n'ont cependant pas été tout à fait perdus. Tous ces appareils, inapplicables économiquement, quand on y fait agir un fluide aussi subtil que la vapeur d'eau qui passe en très grande quantité par les fissures les plus étroites, ne présentent pas tout à fait le même inconvénient quand c'est de l'eau qui les traverse ; celle-ci peut ne passer qu'en petite quantité par les mêmes fissures. On a souvent utilisé cette observation, et en faisant tourner

à rebours les obturateurs mobiles à l'aide d'une puissance extérieure, pendant que le tuyau de décharge plonge dans un réservoir d'eau, et que le tuyau d'admission se prolonge verticalement pour former colonne d'ascension, la machine à vapeur s'est trouvée transformée en pompe à rotation continue. A l'heure où nous écrivons ces lignes, les journaux contiennent un grand nombre d'annonces de pompes rotatives, qui ne sont que d'anciennes machines à vapeur dont l'invention remonte à un demi-siècle.

On en a même fait des ventilateurs de mines, en agrandissant beaucoup leurs dimensions et en ne faisant pas frotter les obturateurs mobiles contre les parois des conduits qu'ils parcourent ; on laisse le plus petit jeu possible, sans arriver jusqu'au contact, entre ces parties qui doivent frotter les unes sur les autres dans l'emploi de la vapeur. Ces ventilateurs agissent comme pompes à air aspirantes et s'il y a quelques rentrées d'air vers l'aspiration, autour des obturateurs mobiles, elles ne constituent qu'une assez faible fraction du volume total d'air extrait par l'appareil.

Il est aisé de reconnaître que, dans toutes ces machines à vapeur à rotation directe, on peut introduire la détente en supprimant l'entrée de la vapeur avant que l'obturateur mobile qui reçoit son action, arrive au point où cette vapeur passe dans le tuyau de décharge, et qu'elles sont à condensation ou sans condensation, suivant que ce tuyau de décharge débouche dans un condenseur ou dans l'atmosphère.

On retrouve donc, dans les appareils de cette espèce, toutes les catégories de machines à vapeur que nous avons indiquées à propos des machines à mouvement rectiligne.

On peut même y introduire le principe de Woolf, c'est-à-dire de détente dans un deuxième cylindre ; il suffit, pour cela, de faire déboucher le tuyau de décharge d'une première machine, dans une seconde semblable, mais de dimensions plus considérables, ou dans une seconde de mêmes dimensions, mais tournant plus vite. La vapeur, en arrivant de la première dans la seconde, augmentera de volume en diminuant de tension, et la contrepression opposée à l'obturateur mobile de

l'une, sera égale, au moins approximativement, à la pression motrice sur l'obturateur mobile de l'autre ; en un mot, cette vapeur se comportera exactement comme celle qui est comprise entre le petit et le grand piston de la machine de Woolf.

Enfin, elles peuvent être munies de chemises de vapeur et d'enveloppes peu conductrices de la chaleur comme les machines à mouvement rectiligne de Watt ou de Woolf.

Il résulte clairement, de tout ce qui précède sur les diverses dispositions de machines à vapeur employées aujourd'hui, que le principal inventeur de ces machines, qui jouent un rôle si important dans l'industrie, est James Watt, et que tous ses successeurs n'ont fait que glaner dans le champ qu'il avait moissonné ; on n'a rien inventé de bien neuf, depuis, et les principaux perfectionnements que l'on a apportés à ces machines, sont des perfectionnements d'exécution matérielle et non de principes d'action.

Pression de la vapeur dans le cylindre et dans la chaudière d'une machine.

Pour qu'un gaz ou une vapeur passe d'une capacité dans une autre, il faut que la tension, dans la seconde, soit plus faible que dans la première ; car si elle était la même dans les deux capacités, il n'y aurait aucune raison pour que le fluide placé entr'elles se dirigeât d'un côté plutôt que de l'autre, donc :

La tension de la vapeur, dans le cylindre, est nécessairement et en toutes circonstances, plus faible que sa tension dans la chaudière.

D'autre part, d'après les lois du mouvement des fluides élastiques dans les tuyaux de conduite, la portion de charge génératrice de la vitesse, absorbée par les résistances passives qui s'opposent à ce mouvement, est d'autant plus grande que la conduite est plus longue, plus étroite, et que les passages rétrécis que doit traverser le fluide, sont plus multipliés et de plus petite section ; et comme cette charge génératrice n'est autre chose que la différence des tensions dans les deux capacités

que la conduite met en communication, on en tire la conséquence suivante :

Pour une tension déterminée dans la chaudière, la tension de la vapeur dans le cylindre est d'autant plus faible que le tuyau de conduite qui met les deux capacités en communication, est plus long, plus étroit, présente plus d'étranglements, et que ces étranglements ont une plus petite section.

Malgré l'exactitude de ces principes, la pression de la vapeur dans le cylindre, n'est pas uniquement dépendante de la pression dans la chaudière ; il existe encore d'autres causes de variations sur lesquelles nous allons appeler l'attention.

Dans toute machine, l'action de la vapeur sur le piston, d'abord supérieure aux résistances utiles et passives qui s'opposent au mouvement de ce piston, commence par imprimer à l'appareil une vitesse progressivement croissante. Tout le travail que la chaleur transmet au piston et qui n'est pas consommé par ces deux catégories de résistances, devient de la *force vive* ou du travail emmagasiné par l'inertie de toutes les parties mobiles de la machine, et l'accélération de vitesse de ces pièces ne cesse que lorsque le travail des mêmes résistances est devenu égal au travail de la puissance.

Le mouvement devient alors *moyennement uniforme*, c'est-à-dire que le nombre de tours ou d'oscillations de la machine est toujours le même dans le même temps, quoique la vitesse en chacun des instants dont la somme constitue la durée d'un tour, puisse n'être pas constante ; parce que la nature du mouvement de l'organe moteur et celle du mouvement des organes qui surmontent les résistances, ne sont jamais telles que cette égalité entre le travail moteur et le travail résistant, puisse exister pour chacun des mouvements très petits dont la somme constitue une révolution complète. Il suffit, pour arriver à cette uniformité moyenne, que pendant chacune des périodes après lesquelles les organes repassent par les mêmes positions, ou se trouvent dans les mêmes conditions relativement à l'action de la puissance et des résistances, le travail moteur total soit égal à la totalité du travail consommé par les résistances.

Si, pendant la durée de chacune de ces périodes qui se repro-

duisent identiques, il y a des instants où le travail moteur l'emporte sur le travail résistant, la vitesse croîtra, puis elle décroîtra dans d'autres instants où le travail résistant sera plus considérable que le travail moteur ; mais ces accroissements et ces décroissements dus à des quantités égales de travail moteur et de travail résistant, se compenseront exactement et la vitesse à la fin de la période sera redevenue ce qu'elle était au commencement, pour que le même phénomène se reproduise indéfiniment. L'augmentation et la diminution de vitesse, pendant ces instants d'inégalité entre des travaux de nature contraire, seront d'autant plus grandes que cette inégalité sera plus considérable et que la masse des pièces mobiles de la machine, sera plus faible, et c'est pour les atténuer que l'on augmente artificiellement cette masse par l'adjonction d'un organe très lourd que l'on nomme *volant* dont la fonction unique consiste dans la modération de ces écarts de vitesse.

L'intensité moyenne de toutes les résistances utiles et passives qui s'opposent à la marche d'un piston, dans une des périodes dont nous venons de parler, étant déterminée dans chaque machine qui fait un travail également déterminé, et cette intensité moyenne ne variant ordinairement qu'entre des limites peu écartées suivant la vitesse avec laquelle ces résistances sont surmontées, il en résulte que le piston doit se mettre en mouvement aussitôt que la pression de la vapeur est devenue suffisante pour les vaincre, et que le moindre excédant de cette pression doit produire un accroissement de vitesse qui se continue tant que cet excédant subsiste. La vitesse moyenne, dans chaque période, ne devient uniforme que quand il a disparu.

On voit, d'après cela que : *La pression de la vapeur sur le piston d'une machine en marche régulière, dépend uniquement de la résistance moyenne que ce piston éprouve à son mouvement ou, comme on le dit souvent, de la charge de la machine, et la vitesse de cette machine se règle d'après la quantité de vapeur que la chaudière peut fournir au cylindre, à la tension nécessaire pour emporter cette charge.*

Il en sera de même lorsque la vapeur travaillera à détente. La résistance moyenne que le piston éprouve pendant une

course correspond à un certain travail résistant pour la course entière. D'autre part, la vapeur arrivant librement de la chaudière au cylindre pendant une partie déterminée de cette course, puis se détendant jusqu'à la fin, produit à pression pleine et à détente, un travail qui varie avec la tension sous laquelle elle est entrée dans le cylindre, et le nombre de tours ne devient constant, dans chaque minute par exemple, que lorsque la tension initiale a été précisément celle qui fournit pour tout une course, un travail égal à celui des résistances pendant le même temps.

En augmentant la tension initiale au delà de cette limite, on augmente la vitesse générale ; quand on diminue cette tension, la vitesse générale diminue, la course ne s'achève qu'à l'aide de la restitution d'une partie du travail emmagasiné par les pièces mobiles de l'appareil, et si cette diminution de tension se continuait pendant un nombre de révolutions suffisant, la machine s'arrêterait.

Dans les machines à détente, comme dans les machines sans détente, la tension de la vapeur dans le cylindre est donc réglée par la charge du piston ou par la résistance moyenne au mouvement de celui-ci, et la vitesse moyenne de la machine dépend de la quantité de vapeur que la chaudière peut fournir sous la tension correspondante à la charge.

Il faut cependant faire une observation importante au sujet des principes que nous venons d'exposer. Parmi les éléments de la résistance qu'un piston éprouve à se mouvoir pendant une course, se trouve la contrepression de la vapeur qui a servi à la course précédente, et comme cette vapeur doit être chassée par un orifice déterminé, dans l'atmosphère ou dans un condenseur, il est évident que le piston devra exercer sur elle une pression d'autant plus grande qu'il se mouvra plus vite ou que le cylindre devra être évacué plus promptement. Les autres résistances croissent aussi parfois, à mesure qu'elles sont vaincues plus rapidement, mais d'une quantité relativement assez faible. Il résulte de là que la charge du piston doit augmenter avec la vitesse, et que la tension de la vapeur sur le piston, toutes choses égales d'ailleurs, doit aussi augmenter avec la

vitesse de la machine, mais cet accroissement est assez faible quand la vitesse ne dépasse pas les limites supérieures adoptées dans les applications. Au delà de ces limites, la charge totale du piston peut croître rapidement et la tension nécessaire à la marche régulière de la machine augmenter assez rapidement avec la vitesse.

On ne peut donc, dans aucune machine, maintenir la vapeur dans le cylindre, à une tension supérieure à celle qui correspond à la charge entière et actuelle du piston ; celui-ci constitue, pour la capacité qui le renferme, une espèce de soupape de sûreté d'un genre particulier, qui fuit sous l'action de la pression quand celle-ci dépasse la limite correspondante à cette charge entière et présente à la nouvelle vapeur qui arrive, un espace toujours proportionné au volume de cette vapeur ; de sorte que lorsque l'on met le cylindre d'une machine quelconque en communication avec une chaudière qui peut fournir une quantité de vapeur quelconque, à une tension quelconque, la vapeur prend d'elle-même dans le cylindre, la tension correspondante à la charge entière du piston ; puis la vitesse se règle de manière que ce cylindre consomme toute la vapeur que la chaudière peut lui fournir à cette tension.

Quant à la tension qui, dans ces conditions, s'établit d'elle-même dans la chaudière, tension toujours supérieure à celle du cylindre, elle dépendra de la longueur du tuyau de communication, de son diamètre, du plus ou moins d'étranglements qui existeront sur le passage de la vapeur, de la condensation plus ou moins considérable qui se produira entre les deux capacités et de quelques autres pertes de charge. Il en résulte que la tension dans le cylindre étant nécessairement limitée, la machine pourra fonctionner régulièrement avec de la vapeur qui sera produite dans la chaudière à une tension quelconque supérieure à celle du cylindre et que l'on pourra maintenir en créant des résistances convenables entre les deux capacités en communication.

Il est encore facile de comprendre, d'après cela, que si le piston d'une machine emporte sa charge avec une vitesse déterminée par la grandeur de cette charge et par la quantité de

vapeur que produit la chaudière, la différence des tensions dans la chaudière et dans le cylindre, sera d'abord exactement celle qui est nécessaire pour que la totalité de la vapeur produite, s'écoule de la première dans la seconde capacité. Si l'on augmente ensuite la production de vapeur et que les soupapes de sûreté soient chargées du poids correspondant à la tension sous laquelle la totalité de la vapeur était utilement consommée, la tension dans la chaudière ne pourra s'élever au-dessus de cette limite supérieure, la machine fonctionnera dans les mêmes conditions de vitesse qu'antérieurement, les soupapes se soulèveront et laisseront s'échapper dans l'atmosphère tout le surplus de vapeur formée. A partir de ce moment, il se formera un nouvel état normal dans lequel la machine fonctionnera comme précédemment, pendant que les soupapes laisseront s'échapper, d'une manière continue, toute la quantité de vapeur formée au delà de la quantité que le cylindre peut absorber sous la charge entière du piston.

Puissance des machines et des chaudières à vapeur.

Dans la pratique, on a généralement coutume d'exprimer la puissance des machines par un certain nombre de chevaux-vapeur de 75 kilogrammètres par seconde, chacun. Ainsi on dit qu'une machine est de 25, 30 ou 50 chevaux. Indépendamment de la bizarrerie peu motivée de cette désignation, il est aisé de reconnaître, d'après les considérations qui précèdent, qu'elle est radicalement vicieuse. Sous une certaine charge et pour une certaine consommation de vapeur, une machine reçoit et transmet certainement une quantité déterminée de travail qui peut s'exprimer en chevaux, mais pour peu que la charge soit modifiée ou que la source de vapeur devienne plus ou moins abondante, le travail produit ou la puissance de la machine, varie également. Il n'est pas rare de voir des machines calculées et construites pour un travail de 40 chevaux par exemple, et qui portent la dénomination de machines de 40 chevaux, recevoir et transmettre habituellement le travail de 80 chevaux : il a suffi

de doubler, à peu près, la production de vapeur pour imprimer au piston une vitesse double tout en surmontant la même charge. Si la machine devait mettre en mouvement un certain nombre d'outils dont la vitesse ne pourrait varier sans inconvénient, il aura suffi de changer le rapport des diamètres d'une couple d'engrenages dans la communication de mouvement, pour faire fonctionner un nombre d'outils double, avec la vitesse qui leur convient, malgré le doublement de la vitesse du piston.

La même machine pourrait devenir plus puissante en augmentant le nombre d'outils ou la charge du piston, sans modifier la vitesse de la communication de mouvement, en employant de la vapeur à plus haute pression dans le cylindre ; il suffit encore pour cela d'augmenter la production de vapeur. Dans ce cas, l'accroissement de production se manifestera par une augmentation de tension de cette vapeur, sans augmentation de son volume ; cependant il faut s'arrêter dans cette voie au point où la tension deviendrait assez haute pour faire craindre que les pièces de la transmission de mouvement ne fussent pas assez solides pour recevoir et transmettre les efforts correspondants, sans faire courir des risques de rupture ou de notables déformations.

Enfin la puissance des machines peut être modifiée en faisant varier à la fois et dans des rapports quelconques, la charge, la vitesse du piston et la production de vapeur.

Il résulte de là que *les machines à vapeur n'ont, d'une manière absolue, aucune puissance déterminée et qu'elles ne sont que les agents de transmission de quantités de travail déterminées par une quantité quelconque de vapeur fournie par une chaudière.* Il est toujours possible, entre certaines limites extrêmes, de proportionner le travail qu'elles reçoivent et transmettent, à la nature et à l'importance de l'ouvrage que l'on veut leur faire exécuter, à la condition toutefois que l'on ne dépasse pas les limites de vitesse et d'efforts transmis, au delà desquels on rencontre de graves inconvénients pratiques, et que l'on ait à sa disposition les moyens de production de vapeur correspondants à l'importance du travail à effectuer.

Des réflexions analogues peuvent s'appliquer aux chaudières.

Dans certains ateliers on dit une chaudière de 25, de 30, de 60 chevaux, suivant le nombre de mètres carrés de surface de chauffe qu'elle présente, même quand elle ne doit servir à la production d'aucun travail, lorsque, par exemple, la vapeur doit servir à concentrer des sirops. Ces dénominations n'ont pas plus de raison d'être que celles des machines. En effet, la quantité de vapeur qu'une chaudière peut produire par mètre carré de surface de chauffe, dépend de l'activité de la combustion, des dimensions relatives des grilles, carneaux et cheminées, et surtout de la qualité des houilles employées, car la production de vapeur varie considérablement avec ces éléments. D'un autre côté, le travail que l'on peut tirer d'une quantité de vapeur déterminée, dans une machine, varie également entre des limites très écartées, suivant que cette vapeur travaille à pression pleine seulement ou à pression pleine et à détente ; suivant que l'on emploie, ou non, la condensation ; suivant que la distribution de cette vapeur dans le cylindre, est organisée plus ou moins judicieusement; enfin suivant toutes les circonstances de son emploi. Une même chaudière fournissant la même quantité de vapeur, peut produire tantôt 25 chevaux, tantôt 75, suivant la valeur spécifique de la machine avec laquelle on la met en communication ; on a donc tort de se servir de ces dénominations qui n'ont aucune raison d'être : *les chaudières n'ont, pas plus que les machines, aucune puissance déterminée,* et la fâcheuse habitude qui, du reste, tend à disparaître, de leur assigner une certaine puissance, n'est bonne qu'à engendrer des mécomptes et des procès.

Tout ce qu'il serait possible de faire pour définir, non la puissance, puisque c'est impossible, mais la capacité de production de vapeur d'une chaudière, consisterait à indiquer le poids de vapeur, par heure, qu'elle est capable de fournir lorsque la grille, les carneaux et la cheminée sont convenablement établis et que l'on emploie de la houille d'une qualité déterminée ; mais, même dans ce cas, l'évaluation à priori de sa puissance de vaporisation, présente encore un certain degré d'incertitude et le problème n'est soluble que par approximation.

Cette façon d'exprimer la valeur des chaudières, au point de vue de la production de vapeur, commence à se répandre aujourd'hui et l'on ajoute généralement, à l'énoncé de la puissance de vaporisation, l'indication de la quantité de houille qu'il faudra brûler pour obtenir cette vaporisation.

Modification de puissance et d'effet utile des machines.

La puissance des machines à vapeur peut varier, comme nous venons de le voir, entre des limites très écartées, suivant les quantités de vapeur que les chaudières leur fournissent et, dans ces variations, la consommation de combustible peut rester, approximativement, proportionnelle au travail produit ; mais, dans un grand nombre de circonstances, il est possible d'augmenter le travail sans accroître la consommation ou, ce qui est exactement l'équivalent, de produire le même travail avec moins de combustible.

Ainsi, par des perfectionnements dans la construction des chaudières et des fourneaux, on peut produire plus de vapeur avec le même poids de combustible et augmenter le travail d'une machine d'une quantité correspondante à l'accroissement de production de vapeur, sans rien changer à la disposition de cette machine.

Ainsi encore, par des simplifications dans la construction de la machine, par des dispositions propres à amoindrir les résistances passives, par la suppression des fuites autour du piston ou par les tiroirs, par l'introduction de la détente et de la condensation quand elles n'y ont point été appliquées à priori, et par quelques autres moyens dont il sera question plus tard, on peut augmenter considérablement la quantité de travail produite avec le même poids de vapeur, sans changer la disposition ni l'allure ordinaire de la chaudière.

Ces perfectionnements, dans les machines, constituent deux problèmes complètement distincts et qui sont généralement étudiés et résolus, plus ou moins avantageusement, par des inventeurs différents.

Enfin on arrive aux résultats les plus satisfaisants que possible, quand on applique simultanément ces deux moyens d'accroître l'effet utile du combustible.

Plus loin, nous nous occuperons successivement de ces diverses améliorations et nous poserons quelques règles que l'expérience a fait connaître et qui doivent servir de guides dans ces circonstances, en laissant de côté, toutefois, ce qui concerne les chaudières, parce que cette question est assez importante pour être traitée dans un ouvrage spécial.

Définition du coefficient d'effet utile.

On nomme *coefficient d'effet utile* des machines à vapeur, *le rapport qui existe entre le travail réellement utilisé dans ces machines et le travail que la vapeur transmet à leur piston ;* ainsi quand on dit que le coefficient d'effet utile d'une machine est de 0,70, cela signifie que le travail pratique que l'on tire de cette machine est égal à 0,70 du travail que la vapeur transmet à son piston. Mais cette définition est un peu vague et exige quelques explications pour que l'on ait une idée nette de sa véritable signification.

Le travail absolu de la vapeur, dans le cylindre d'une machine, est employé à surmonter des résistances nuisibles parmi lesquelles il faut compter la contre-pression de la vapeur sur le piston, et de résistances utiles. Plus il y a d'organes mécaniques entre ce piston et le point où l'on mesure le travail transmis effectivement, plus la portion du travail absolu qui est consommée par les résistances passives, est considérable, et plus la partie de ce travail, réellement utilisée est faible. Le coefficient d'effet utile est donc d'autant plus petit que le travail pratique est mesuré plus loin du piston moteur.

Ordinairement, dans les machines à mouvement de rotation, le travail pratique se mesure sur l'arbre du volant, à l'aide du frein dynamométrique, après avoir supprimé la communication du mouvement entre cet arbre et les outils sur lesquels il doit agir, et quand on parle du coefficient d'effet utile de ces ma-

chines, il est convenu que c'est le rapport du travail pratique mesuré sur cet arbre, au travail de la vapeur sur une des faces du piston, diminué du travail résistant qui est produit contre l'autre face de ce piston par la vapeur qui s'échappe du cylindre. Ce travail effectif transmis au piston avant les pertes par frottement qui commencent à la périphérie même de ce piston, est précisément celui qui est déterminé par la surface comprise dans la courbe fermée que trace à chaque révolution de la machine, le crayon d'un indicateur de Watt placé sur le cylindre.

Quand le travail dit utilisé a été mesuré sur un arbre plus éloigné que celui du volant, il est nécessaire pour éviter tout malentendu, de désigner le point où la mesure de ce travail a été prise, afin d'avoir une idée exacte de la signification du coefficient d'effet utile dans ces conditions qui ne sont point les conditions ordinaires toujours supposées quand elles ne sont point énoncées.

Dans certaines circonstances, le coefficient d'effet utile se détermine en mesurant le travail pratique de l'outil même qui reçoit l'action de la machine motrice ; ainsi, dans les machines d'extraction de la houille, d'épuisement des mines, et généralement dans toutes les machines appliquées exclusivement à l'élévation de substances quelconques, on mesure le poids de la charge élevée et on le multiplie par la hauteur d'élévation pour déterminer l'effet utile ou le travail effectivement utilisé ; puis on divise ce travail par celui que la vapeur a transmis au piston dans le même temps.

Le résultat de cette division se nomme aussi le coefficient d'effet utile de la machine, mais il est évident que ce n'est plus le coefficient de la machine motrice seule, c'est le coefficient de cette machine et de l'appareil élévatoire réunis, et ce coefficient doit être plus faible que si l'effet utile de la machine motrice avait été mesuré avant la transmission du travail à l'appareil qui sert à élever la charge. Il est souvent assez difficile, dans ces conditions, de mesurer exactement la part d'influence sur la valeur du coefficient total, qui revient à la machine et la part afférente à l'outil.

Ces considérations suffiront pour faire comprendre que, pour donner une idée bien nette de la qualité d'une machine en désignant le coefficient d'effet utile qu'elle fournit, il est indispensable de joindre à cette désignation le détail des conditions dans lesquelles ce coefficient a été obtenu.

Entre le *coefficient d'effet utile,* il y a aussi dans les machines, le *coefficient de perte ;* ce n'est que le complément du premier. Lorsque le coefficient d'effet utile est de 0,70, le coefficient de perte est nécessairement de 0,30, parce que la somme des deux doit être égale à l'unité du travail total transmis par la vapeur au piston. En d'autres termes, dans toute machine, la somme des travaux transmis aux résistances utiles et aux résistances passives de toute nature, doit être rigoureusement égale à la totalité du travail transmis à l'organe récepteur de l'appareil.

Quantité d'eau que la vapeur qui sort des chaudières, emporte avec elle.

La vapeur, en sortant des chaudières, emporte toujours avec elle une certaine quantité d'eau. Cette eau paraît provenir principalement des enveloppes des bulles de vapeur qui viennent crever à la surface du liquide, mais il y en a, peut être aussi, une partie qui se trouve dans cet état particulier que les physiciens nomment *état vésiculaire*. Enfin le phénomène peut aussi être dû en partie à une action purement mécanique qui serait le transport des gouttelettes d'eau projetées pendant l'ébullition, par le courant plus ou moins rapide de vapeur qui se dirige vers les orifices de sortie des chaudières.

Quelle que soit la forme sous laquelle le phénomène s'accomplit, la quantité d'eau ainsi entraînée peut être très considérable dans certains cas, par exemple quand on ouvre subitement une large issue à la vapeur, à cause de l'ébullition tumultueuse qui en résulte, surtout quand les chaudières sont munies de bouilleurs et que l'ouverture par laquelle la vapeur sort de la chaudière est placée au dessus de l'un des tuyaux courts qui mettent en communication le corps principal de la

chaudière avec ces bouilleurs. Dans ces circonstances, on peut souvent constater qu'il sort de la chaudière une espèce d'émulsion semblable à de l'eau de savon battue. Le même phénomène a lieu lorsque l'on met en communication avec une machine, des chaudières qui contiennent de la vapeur à une tension supérieure à celle qui est nécessaire pour emporter la charge, mais qui seraient incapables de fournir la quantité de vapeur nécessaire au maintien de la vitesse qui se produit dès le début de la marche. La tension baisse dans ces chaudières qui fournissent momentanément plus de vapeur que le foyer n'en peut produire d'une manière continue, et la surface du liquide n'est plus soumise qu'à une pression décroissante. Comme la température de la masse liquide est toujours, dans ces circonstances, supérieure à celle qui correspond à la pression qui pèse sur cette surface liquide, il se forme, aux dépens de la chaleur en excès emmagasinée par la masse liquide, une certaine quantité de vapeur qui s'ajoute à la production régulière de la chaudière, jusqu'à ce que la tension se soit abaissée et que la vitesse de la machine ait diminué, suffisamment, pour que la consommation de cette machine soit devenue égale à la production normale de la chaudière. Pendant cette période de marche anormale, l'ébullition est très tumultueuse et la quantité d'eau emportée par la vapeur, très considérable.

Le phénomène peut s'expliquer de la manière suivante : En marche normale et en admettant l'uniformité approximative de la température en tous les points de la masse liquide, les particules liquides superficielles ne sont soumises qu'à la pression de la vapeur, tandis que celles qui sont situées à une certaine profondeur sont soumises à la même pression plus le poids de la colonne liquide qui pèse sur elles ; il en résulte que ces particules, à la température correspondante à la tension de la vapeur, ne peuvent se vaporiser qu'à la surface, et que l'ébullition générale est exclusivement superficielle, la masse liquide inférieure ne fournissant point de vapeur et n'étant formé que de particules qui partent du fond avec une température un peu supérieure à la température générale pour s'élever en vertu de la loi des pesanteurs spécifiques, et venir se vaporiser à la

surface. Dans ces conditions, il y a peu d'eau emportée par la vapeur.

Lorsque, au contraire, la tension de la vapeur sur la surface liquide va en diminuant, les particules liquides situées à une certaine profondeur et qui possèdent une température supérieure à celle qui correspond à la tension de la vapeur qui s'exerce sur la surface du liquide, peuvent se vaporiser à cette profondeur malgré le poids de la colonne liquide qui pèse sur elles en même temps que la vapeur, lorsque cette tension vient à subir une diminution ; l'ébullition se produit en tous les points de la masse liquide qui se boursouffle quelquefois au point d'emplir la chaudière qui ne débite plus qu'un mélange d'eau et de vapeur. C'est ainsi que l'on a constaté souvent que lorsqu'on ouvre brusquement la soupape de sûreté d'une chaudière, et que cette soupape a une grande section, il s'échappe, par son ouverture, un mélange de vapeur et d'eau, dans lequel l'eau domine, au point que lorsque l'écoulement cesse, la chaudière se trouve presque entièrement vidée.

Nous avons nous même, dans des expériences faites il y a quelques années, sur un ventilateur, au charbonnage de l'ouest de Mons, constaté un fait assez curieux dérivant de la même cause.

La machine motrice de ce ventilateur recevait la vapeur de deux chaudières placées côte à côte dans un même massif de maçonnerie. Ces deux chaudières versaient leur vapeur dans un tuyau collecteur placé en travers au-dessus d'elles et, de ce tuyau collecteur, cette vapeur passait dans une chaudière vide d'eau, servant de réservoir, puis, de là, se dirigeait vers la machine motrice. Ce réservoir avait été placé là parce que, antérieurement, il passait beaucoup d'eau avec la vapeur dans le cylindre moteur, et que l'on avait voulu dessécher cette vapeur avant de l'utiliser ; l'eau emportée se déposait dans ce réservoir avec celle qui s'y formait par condensation due au refroidissement extérieur, et ces eaux qui se rassemblaient à la partie inférieure de la capacité, revenaient d'elles même par un tuyau spécial, *dans l'une des deux chaudières, seulement.*

Ces chaudières étaient en outre alimentées d'eau froide par

une pompe qui pouvait à volonté l'introduire dans les deux en même temps, ou seulement dans l'une quelconque des deux.

Après une expérience à grande vitesse sur le ventilateur, pendant laquelle nous avions supprimé l'alimentation des chaudières afin de pouvoir disposer momentanément d'une plus grande quantité de vapeur, nous pûmes constater, ce qui était naturel, que le niveau de l'eau avait beaucoup baissé dans la chaudière qui ne recevait pas les eaux déposées dans le réservoir de dessication de la vapeur, et qu'elle avait baissé beaucoup moins dans l'autre chaudière qui avait été partiellement alimentée par le retour d'eau chaude. Pour rétablir toutes choses dans leur état normal, on injecta rapidement une assez grande quantité d'eau froide dans la chaudière où le niveau avait le plus baissé et il en résulta l'étrange phénomène suivant :

La masse d'eau contenue dans cette dernière chaudière se refroidit considérablement sous l'influence de cette rapide injection d'eau froide, et sa température y baissa beaucoup au-dessous de celle qui correspondait à la tension de la vapeur contenue dans l'autre chaudière; de sorte qu'au lieu de continuer à fournir de la vapeur avec celle-ci, à la machine en marche, la chaudière ainsi refroidie devint une sorte de condenseur dans lequel la vapeur de l'autre vint se condenser. Cette autre chaudière dut alors fournir, à la fois, la vapeur nécessaire à la marche de la machine motrice et la vapeur qui venait se condenser dans la chaudière voisine en passant par le tuyau collecteur, ce qui dépassait considérablement sa puissance de vaporisation et y produisit une baisse rapide de tension. Sous l'influence de cette rapide diminution de pression sur la surface de l'eau qu'elle renfermait, la vapeur se forma à toutes profondeurs dans la masse liquide et celle-ci se boursouffla, emplit la chaudière, puis en sortit avec la vapeur, pour passer en partie dans le réservoir de dessication et en beaucoup plus grande quantité dans la chaudière voisine qui se trouva subitement pleine jusqu'au sommet, tandis que la chaudière dans laquelle le boursoufflement s'était produit, se trouva à peu près vide. Pour éviter une explosion qui devenait imminente par suite de l'échauffement excessif des parois de cette

dernière, qui n'étaient plus baignées intérieurement par le liquide, il ne restait qu'à éteindre rapidement le feu en faisant tomber les barreaux de la grille, ce qui fut fait.

Cet exemple montre combien il faut être prudent dans la conduite de l'alimentation des chaudières qui fournissent simultanément la vapeur à de puissantes machines et qui sont mises en communication par un même tuyau collecteur.

Ce fâcheux effet ne se produit pas dans les chaudières qui fonctionnent régulièrement et d'une manière continue, mais, même dans ce cas, il y a toujours de l'eau entraînée en quantité d'autant plus considérable que la chaudière est plus près d'être pleine, que le tuyau de prise de vapeur est plus rapproché du point de la surface liquide par lequel il se dégage le plus de vapeur et que le passage de la vapeur de la chaudière au cylindre, est plus intermittent ; ainsi, il y a plus d'eau liquide entraînée dans le cylindre des machines quand elles fonctionnent à détente que lorsqu'elles fonctionnent sans détente, parce que, dans le 1er cas, la chaudière débite au moment de l'admission dans le cylindre, toute la vapeur qui peut se former pendant cette admission et pendant la suspension de dépense qui la suit, ce qui entraîne une diminution momentanée dans la tension de la vapeur pendant la période d'admission et les inconvénients que nous venons de signaler.

D'après des expériences faites sur des machines locomotives, la quantité d'eau qu'elles consomment, peut s'élever jusqu'à 1,50, 1,75 et parfois même plus de 2 fois le poids de la vapeur, calculé d'après les tables de densité et d'après les volumes engendrés par les pistons ; mais ces expériences fort utiles pour déterminer les quantités d'eau nécessaires à l'alimentation des locomotives, n'apprennent rien sur la quantité d'eau que la vapeur emporte avec elle, parce que ces chiffres comprennent en même temps l'eau provenant de la vapeur condensée dans les tuyaux de conduite et les cylindres, et celle qui correspond au poids de vapeur qui se perd par les soupapes, autour des pistons et par les glissières de distribution.

Pour les machines fixes en bon état, ces nombres doivent être réduits, même au point de vue de la quantité d'eau nécessaire à l'alimentation des chaudières.

Quelques expériences, qui auraient du reste besoin d'être répétées, semblent indiquer que dans les machines où la dépense de vapeur s'effectue régulièrement, où la détente n'est pas trop prolongée, et où les chaudières sont disposées de façon à ne pas favoriser ce transport, la quantité d'eau liquide emportée par la vapeur, indépendamment de celle qui peut résulter des fuites et de la condensation au-delà du point de prise de vapeur, varie généralement de 4 à 6 p. °/₀ du poids de vapeur dépensée; mais pour tenir compte de la perte de vapeur par les fuites et par la condensation dans les cylindres et les tuyaux de conduite, il faut disposer l'appareil alimentaire pour subvenir à une consommation plus considérable. La pompe alimentaire doit généralement pouvoir fournir au moins le double de la quantité d'eau calculée d'après la dépense présumée de vapeur, mais il est rare qu'elle fournisse à la chaudière toute cette quantité; on règle l'injection par un robinet placé sur le tuyau d'aspiration, de façon à maintenir le niveau constant dans cette chaudière pendant la marche normale de la machine et la quantité injectée est, moyennement, de 25 à 35 p. °/₀ supérieure à la dépense de vapeur correspondante au volume engendré par les pistons. Dans quelques circonstances assez rares, cette quantité s'abaisse encore au-dessous de cette limite.

Pour diminuer, dans la mesure du possible, la quantité d'eau emportée directement de la chaudière par la vapeur, il convient d'avoir dans les chaudières une ébullition tranquille, c'est-à-dire une grande surface libre du liquide relativement à la quantité de vapeur produite, puis un grand réservoir de vapeur relativement au volume débité à chaque coup de piston; on place même quelquefois sur le trajet de la chaudière au cylindre, un *réchauffeur de vapeur* destiné à dessécher cette vapeur ou à vaporiser le peu d'eau liquide qu'elle peut contenir.

Des enveloppes ou chemises de vapeur.

Parmi les perfectionnements si nombreux que Watt a introduits dans les machines à vapeur, il y en a un dont l'emploi a été successivement repris et abandonné plusieurs fois et dont l'utilité a été soutenue, contestée et niée jusqu'à l'époque où des expériences judicieuses en ont démontré la très réelle efficacité. Nous voulons parler de cette enveloppe appelée *chemise de vapeur* dans laquelle l'illustre ingénieur plaçait le cylindre moteur de ses machines et qui est formée par un deuxième cylindre concentrique qui n'est en contact avec le premier qu'aux deux extrémités et sur tout le périmètre, de façon qu'il reste entre les deux un espace annulaire de quelques centimètres de largeur sans autre issue que les tuyaux qui y aboutissent pour y amener ou en faire sortir la vapeur et l'eau que cette vapeur entraîne ou y forme par condensation.

Dans cette disposition, la vapeur venant de la chaudière, au lieu d'arriver directement dans la boîte de distribution, commence par traverser l'espace annulaire ménagé entre les deux cylindres, en léchant les parois externes du cylindre moteur; puis passe de là dans la boîte de distribution d'où les tiroirs l'envoient tantôt d'un côté du piston, tantôt de l'autre. L'eau qui se dépose dans l'enveloppe retourne à la chaudière par un tuyau en pente continue vers cette chaudière.

On fait aussi, parfois, arriver directement la vapeur de la chaudière dans la boîte de distribution, alors l'enveloppe n'a plus d'autre issue que le tuyau qui lui amène la vapeur et le tuyau qui ramène à la chaudière la vapeur condensée.

Un seul tuyau, pourvu qu'il soit assez large, suffit souvent dans ce dernier cas, pour amener la vapeur dans l'enveloppe et pour effectuer le retour à la chaudière de l'eau provenant de la condensation dans cette enveloppe.

Jamais l'enveloppe n'est traversée par la vapeur qui sort du cylindre moteur après y avoir produit son travail; nous dirons plus loin pourquoi.

Il y a déjà longtemps que M. Combes, en étudiant avec soin

une machine à vapeur dont le cylindre était muni d'une chemise de vapeur, avait reconnu qu'avec la même chaudière chauffée de la même manière, la machine fournissait environ 20 p. °/₀ de travail de plus lorsque la chemise de vapeur fonctionnait que lorsqu'elle ne recevait point de vapeur et que celle-ci se rendait directement dans la boîte de distribution. Les connaissances que l'on possédait en physique, à cette époque, ne pouvaient fournir une explication rationnelle de ce fait que les uns se sont bornés à nier et que les autres ont admis sans explication.

Vers 1854, des expériences très précises faites par M. Hirn sur une puissante machine de Woolf, constatèrent, sans que le moindre doute pût subsister, l'action favorable de cette enveloppe de vapeur, qui s'affirmait par un bénéfice net de 25 p. °/₀ sur la quantité de travail obtenue avec la même quantité de vapeur; mais il restait à trouver une explication satisfaisante de ce phénomène et M. Hirn se trouva en mesure de la donner parce que la théorie mécanique de la chaleur avait, dès cette époque, fait un pas assez considérable.

D'abord il était évident que le rôle de la chemise de vapeur ne consistait pas à empêcher le refroidissement extérieur du cylindre moteur et la condensation intérieure qui pouvait en résulter, parce que ces pertes externes de chaleur devaient être bien plus grandes quand l'enveloppe dont la surface était plus considérable que celle du cylindre moteur, était remplie de vapeur et portée partout à 150° environ, que quand elle était vide et demeurait à peine tiède sur tout son pourtour. C'est en faisant ce raisonnement qui paraît assez correct que les adversaires de cette enveloppe étaient arrivés à nier complètement son efficacité.

Ce sont les diagrammes relevés sur les cylindres à l'aide de l'indicateur de Watt qui démontrèrent à M. Hirn que tout le surcroît de travail dû à l'action de l'enveloppe dérivait d'une modification profonde dans la loi de détente de la vapeur. La tension, pendant la détente de celle-ci, baissait beaucoup moins rapidement quand l'enveloppe fonctionnait que lorsqu'elle restait pleine d'air stagnant et que la vapeur de la chaudière se rendait directement à la boîte de distribution.

C'est en cherchant la raison de ce phénomène que M. Hirn constata, par une expérience directe faite avec un appareil bien approprié à cet usage, que la vapeur qui se détend sans recevoir de chaleur de l'extérieur, se condense en quantité plus ou moins considérable suivant le degré de détente. A cette époque, M. Clausius l'avait déjà démontré analytiquement et nous avons précédemment reproduit cette démonstration à l'aide de raisonnements un peu plus élémentaires.

C'était donc en empêchant la condensation et aussi en favorisant la vaporisation de l'eau liquide que contient la vapeur, pendant toute la course du piston, et surtout pendant la période de détente, que le bon effet de l'enveloppe se produisait; la vapeur qu'elle contenait cédait de la chaleur aux parois du cylindre moteur, les maintenait à haute température et ces parois réchauffées empêchaient le refroidissement de la vapeur pendant les deux périodes de travail, mais surtout très utilement pendant la période de détente. De plus, elle diminuait dans une assez forte proportion la condensation de la vapeur, pendant la période d'admission.

Dans un phénomène semblable, la masse métallique du cylindre joue un grand rôle par la quantité plus ou moins grande de chaleur qu'elle peut emmagasiner et transmettre, et voici les considérations très rationnelles que M. Hirn apporte à l'appui de ses conclusions favorables à l'enveloppe de vapeur:

Dans une machine sans enveloppe et pendant la première période d'une course du piston, la partie du cylindre qui est en communication avec la chaudière, reçoit de la vapeur à une tension d'autant plus rapprochée de celle qui existe dans cette chaudière, que le tuyau de communication est plus court, plus large, qu'il offre moins d'étranglement et que la soupape d'admission est plus ouverte. Pendant cette période de la course, la surface interne du couvercle, celle d'un côté du piston et celle de la partie de la paroi interne du cylindre qui se trouve en contact avec la vapeur, prennent nécessairement la température de cette vapeur et celle-ci se condense jusqu'à ce que cette condition soit remplie. Lorsque la communication avec la chaudière est interrompue, la détente commence, la

vapeur augmente de volume et diminue à la fois de tension et de température ; dès ce moment, elle enlève de la chaleur aux parois métalliques qui viennent d'être échauffées pendant la période d'admission. Lorsque le piston est arrivé à l'extrémité de sa course, la vapeur qui le poussait passe au condenseur en subissant une détente et un refroidissement considérables et enlève, par conséquent, pendant la période d'évacuation, beaucoup de chaleur à la totalité des parois avec lesquelles elle se trouve en contact.

Il est clair, d'après cela, qu'à chaque coup de piston, et pendant la période d'amission, c'est une partie de la vapeur venant de la chaudière qui est employée à réparer les pertes continues de chaleur que subissent les parois pendant les périodes de détente et de condensation, ainsi que celles que subit le cylindre par sa surface externe quand elle n'est pas recouverte d'une chemise de vapeur. Ce principe est évident et la discussion ne peut porter que sur la quantité de vapeur qui se condense pendant la période d'admission pour réparer les pertes des parois métalliques.

Des observations directes faites par M. Hirn ont permis de constater que cette condensation s'élevait généralement à 20 ou 30 p. °/₀ environ de la vapeur que recevait le cylindre quand ce cylindre n'avait pas d'enveloppe, et quelquefois jusqu'à 60 p. °/₀. C'est là la cause principale de l'excédant d'eau qu'il faut injecter dans les chaudières, sur la quantité correspondante au poids de vapeur réellement utilisé.

La possibilité de cet échange rapide de chaleur entre les parois des cylindres et la vapeur qui se trouve en contact avec elles, a été fréquemment niée ; on ne pouvait concevoir que cet échange de quantités relativement assez considérables de calorique, pût s'effectuer dans une période dont la durée ne dépassait pas $\frac{1}{10}$ de seconde dans certains cas. Le fait est cependant réel et il a été démontré par des expériences directes de M. Hirn, dont le compte rendu se trouve dans le dernier traité de thermodynamique de ce savant.

Il faut observer que la vapeur est un gaz à l'état de saturation ; le liquide qui l'a produit et qui peut s'y trouver mêlé est

lui-même à l'état de saturation. En d'autres termes, les deux corps mélangés sont dans un état d'équilibre moléculaire tel, qu'on ne peut enlever de chaleur à l'un sans qu'il se condense partiellement, et que l'on ne peut en communiquer à l'autre sans qu'il se vaporise en partie. Le changement partiel d'état qui s'opère ainsi dans l'ensemble de la masse du mélange, n'a pas lieu parce que toute la masse participe presque instantanément aux effets du réchauffement ou du refroidissement, mais parceque les parties de ce mélange qui se trouvent en contact direct avec la source de chaleur ou de froid, c'est-à-dire avec les parois, subissent, avec une grande rapidité, l'action de ce refroidissement ou de ce réchauffement par contact. Le changement de température qui, pendant le phénomène, se produit dans tout le surplus de la masse, est occasionné par le changement de pression que produit la condensation ou la vaporisation partielle contre les parois de la capacité. C'est sur ce fait élémentaire que repose un des principes les plus remarquables de la physique appliquée, qui consiste en ceci : *quand une vapeur est introduite dans une capacité dont les parois sont maintenues à des températures qui ne sont pas les mêmes en tous les points, la tension finale de la vapeur est toujours celle qui correspond à la température la plus basse.* La rapidité avec laquelle la masse entière arrive à cette tension minima dépend naturellement de l'étendue et de la conductibilité des parois qui possèdent la plus basse température, mais cette rapidité est toujours presque infinie par rapport à la vitesse avec laquelle se produit un changement de température et de pression par propagation successive de chaleur, dans une masse gazeuse non saturée. On peut encore faire observer, à l'appui de ce fait, que quand une vapeur saturée se trouve en contact avec une paroi dont la température est inférieure à celle de la vapeur, la couche de cette vapeur, en contact immédiat avec la paroi, se condense presque instantanément et se trouve aussi, presque instantanément, remplacée par une autre couche qui subit le même sort, et ainsi de suite jusqu'à ce que la chaleur de vaporisation abandonnée ait rétabli l'égalité des températures dans la paroi et dans la vapeur qui reste. D'autre part, quand

la température des parois et celle de l'eau qui les tapisse est plus élevée que celle qui correspond à la tension de la vapeur contenue dans la capacité, le liquide se vaporise partiellement et presque instantanément, aux dépens de sa propre chaleur et de la chaleur que son contact avec les parois lui permet de leur emprunter, et cet effet se continue jusqu'à ce que les parois et le liquide restant aient baissé de température jusqu'à la limite correspondante à la tension de la vapeur qui continue à garder l'état gazeux. Enfin nous avons vu, dans le chapitre consacré à l'examen de la détente de l'eau à haute température, et à propos des explosions de chaudières, quelle masse d'eau liquide se transformait presque instantanément en vapeur, lorsque la pression sur la surface de l'eau contenue dans ces chaudières, venait à baisser brusquement par suite de la rupture de ces dernières, qui mettait le liquide en communication avec l'atmosphère extérieure.

On a également constaté que, dans les machines où la vapeur entraîne beaucoup d'eau, la partie de cette eau qui ne s'est pas vaporisée pendant la course, se vaporise si rapidement à l'instant où elle est entraînée dans le condenseur, dès le début de l'évacuation, qu'il se produit parfois de véritables explosions dans ce condenseur, au point de soulever les clapets de la pompe à air et même de produire des fentes dans les parois métalliques. Ce fait n'a été observé que sur des machines qui avaient un orifice d'échappement au bas du cylindre ; les eaux se rassemblaient sur cet orifice et étaient brusquement lancées, dès le début de l'échappement, dans le condenseur où leur vaporisation était presque instantanée avant que l'action du jet d'eau froide eût pu condenser la vapeur.

C'est aussi sur l'extrême rapidité avec laquelle ces phénomènes s'accomplissent, que repose la possibilité des fonctions du condenseur dans les machines munies de cet appendice.

L'eau d'injection peut, comme on le sait, être remplacée par des surfaces métalliques froides suffisamment étendues, et lorsque ces surfaces sont bien nettes et bien décapées, il n'est pas nécessaire qu'elles soient aussi grandes qu'on pourrait le penser à priori ; ainsi lorsqu'une machine à vapeur est peu

chargée ou marche à vide et qu'elle possède un condenseur à injection d'eau froide, c'est à dire à parois peu étendues, on peut supprimer totalement l'injection pendant un certain temps sans que le vide en soit beaucoup diminué. La vapeur en petite quantité qui arrive au condenseur se liquéfie instantanément au contact des parois métalliques maintenues froides par l'eau de la bâche dans laquelle le condenseur est plongé.

C'est encore aux mêmes causes qu'est due la rapidité de la condensation dans les serpentins ou dans les doubles fonds des chaudières de concentration des sirops dans les fabriques de sucre.

On trouve évidemment, dans cet ensemble de faits, l'explication naturelle et correcte de l'influence calorifique des parois métalliques des cylindres, sur les phénomènes qui s'accomplissent pendant un coup de piston.

Pendant la période d'admission, la vapeur venant de la chaudière trouve les parois à plus basse température qu'elle même; elle se condense par contact immédiat et non parce que toute sa masse se réfroidit ; sa pression, par conséquent, baisse, mais comme le cylindre est en communication avec la chaudière, le moindre abaissement de tension, si les conduits sont assez larges, augmente la vitesse d'admission et le déficit de vapeur devenue de l'eau liquide, est immédiatement remplacé.

Lorsque l'ouverture d'admission est fermée, les parois se trouvent recouvertes de cette eau liquide et de celle que la vapeur a apportée avec elle, et au moment où commence la détente, le liquide sur lequel la pression diminue, se vaporise en baissant de température en même temps que la vapeur et que les parois métalliques. Cette vaporisation et la condensation normale due au travail de détente, se produisent simultanément et suivant le rapport qui existe entre la quantité de vapeur, la quantité d'eau liquide et la masse métallique des parois, l'un quelconque de ces phénomènes peut l'emporter sur l'autre, ou ils peuvent se compenser exactement.

Dans ce dernier cas, le travail à détente se produirait suivant la loi que que nous avons exposée à propos de la détente d'une masse constante de vapeur, mais dans les machines ordinaires

le phénomène est plus complexe et cette loi de détente ne peut guère se réaliser qu'approximativement, parce qu'une partie du liquide, pendant la durée de la course, se trouve en contact avec des parois à température variable et dont la plus basse se manifeste au milieu de la hauteur des cylindres, c'est-à-dire à égale distance des deux extrémités qui sont alternativement chauffées par la vapeur d'admission.

Lorsque la détente est terminée et que le tiroir d'échappement s'ouvre, la tension dans le cylindre baisse brusquement. L'eau qui reste et qui tapisse encore les parois, et ces parois elles-mêmes, sont alors à une température bien supérieure à celle de la vapeur qui se précipite au condenseur; de sorte qu'il se produit encore une vaporisation et un refroidissement du liquide et des parois, considérables. C'est après cette période qu'arrive la vapeur d'admission qui se met en contact avec ces parois qui ont subi le maximum de refroidissement, pour reproduire identiquement la série de phénomènes que nous avons décrits.

—

Lorsque le cylindre est muni d'une chemise de vapeur, les mêmes effets se produisent, mais dans une mesure différente et se répartissent d'une manière plus favorable à l'effet utile, pendant la durée d'un coup de piston.

L'observateur qui a le plus étudié cette question au point de vue expérimental, est M. Hirn, et les conclusions qui ressortent de ses expériences, sont les suivantes :

Lorsque la chemise de vapeur fonctionne, il y a toujours une partie de la vapeur qui se condense à son arrivée dans le cylindre moteur, par suite du refroidissement qu'ont subi les parois pendant la période de condensation précédente; mais comme ce refroidissement a été moindre que lorsque l'enveloppe ne fonctionne pas, pour un motif que nous dirons plus loin, et comme la chemise de vapeur a transmis à ces parois une certaine quantité de chaleur, la quantité de vapeur qui se condense ainsi pendant la période d'admission, est moindre que dans le cas où le cylindre n'a point de chemise de vapeur.

Quand le cylindre est unique et n'a point de chemise de va-

peur et lorsque la détente est assez prolongée, la température des parois dans la région moyenne qui n'est jamais en contact qu'avec de la vapeur qui se détend, est relativement assez basse, et ces parois ne peuvent céder que peu de chaleur à la vapeur pendant sa détente; de sorte que l'eau que la vapeur a apportée de la chaudière et celle qui s'est formée par condensation pendant la période d'admission, ne se vaporise qu'en faible partie et principalement aux dépens de sa propre chaleur. Il en résulte qu'au moment de la condensation, lorsque la tension vient à baisser brusquement sur cette eau liquide qui tapisse les parois du cylindre, il s'en vaporise une quantité considérable jusqu'à la tension du condenseur, et cette vaporisation s'effectue partie aux dépens de la chaleur propre du liquide et partie aux dépens de la chaleur des parois métalliques qui en éprouvent un refroidissement très prononcé. C'est du refroidissement qui correspond à cette dernière phase de l'opération, que provient la condensation ordinairement très considérable qui se fait pendant l'admission.

Lorsque le cylindre unique a, au contraire, une chemise de vapeur, la condensation est moindre à l'admission et la quantité d'eau mêlée à la vapeur pendant la détente est plus petite que quand il n'y a point d'enveloppe. D'un autre côté, les parois du cylindre maintenues par la chemise à une température plus élevée que lorsque l'enveloppe n'existe pas, tendent à vaporiser l'eau mélangée à la vapeur, pendant la détente, avec bien plus d'énergie que dans l'autre cas. La vaporisation ainsi produite pendant la détente, augmente le travail produit par cette détente et, lorsque survient la condensation, il ne reste qu'une faible quantité d'eau liquide à vaporiser, ce qui ne produit pas un refroidissement des parois du cylindre aussi prononcé que dans l'autre cas.

Ainsi le bon effet des chemises de vapeur est dû à deux ou trois causes principales : 1° *Elles diminuent la condensation de vapeur pendant la période d'admission ;* 2° *elles déterminent la vaporisation d'une partie assez considérable de l'eau liquide que contient la vapeur, pendant la période de détente, ce qui augmente dans une proportion assez forte le travail obtenu de cette détente ;*

3° *elles ne laissent à vaporiser pendant la période de condensation, qu'une quantité relativement faible d'eau liquide, aux dépens de la chaleur des parois qui, dans ce cas, va se perdre inutilement dans le condenseur où elle ne sert qu'à accroître la température et à diminuer le degré de vide obtenu.*

M. Farcot qui a fait quelques expériences sur une machine à enveloppe de vapeur et dans laquelle cette enveloppe pouvait, à volonté, recevoir la vapeur qui passait de la chaudière au cylindre, ou recevoir la vapeur de la chaudière sans la laisser passer au cylindre, celui-ci étant alimenté directement, a pu constater que l'effet utile de la première disposition était supérieur à celui de la seconde. Il en résulterait que, toutes choses égales d'ailleurs, la vapeur en mouvement abandonne plus rapidement sa chaleur aux parois métalliques que la vapeur en repos.

On voit d'après cela, que ces chemises diminuent la consommation dans le cylindre, vaporisent en temps opportun une partie de l'eau liquide que contient la vapeur et diminuent la quantité de chaleur inutilement transportée au condenseur. Ce sont là les causes principales des bons effets qu'elles produisent et qui ne sont nullement neutralisés par la perte d'une petite quantité de vapeur qui se condense dans l'enveloppe et qui revient à l'état liquide dans la chaudière. Quand les machines n'ont point ces enveloppes, la chaleur empruntée aux parois et qui provient de la condensation pendant l'admission, ne produit la vaporisation partielle de l'eau liquide que pendant la période d'injection dans le condenseur et toute la chaleur ainsi transmise à ce liquide va au condenseur où elle est plus nuisible qu'utile.

Cet effet de la chemise de vapeur se constate principalement pendant la période de détente où elle maintient la tension de la vapeur bien plus élevée pendant toute la durée de cette période, que lorsque cette chemise ne fonctionnent pas.

Dans les expériences de M. Hirn, sur une machine puissante, que l'on pouvait faire fonctionner tantôt sans l'action réchauffante de l'enveloppe en la laissant plein d'air stagnant, tantôt en rétablissant cette action, toutes les autres conditions de

marche restant les mêmes, la détente se faisait suivant une loi bien plus rapprochée de la loi de Mariotte, lorsque la chemise de vapeur fonctionnait que lorsque son action était suspendue.

Lorsque les machines sont à deux cylindres (système de Woolf) sans enveloppe, les choses se passent différemment. Dans le petit cylindre toute la surface des parois se trouve à une température très élevée parce que la vapeur y afflue de la chaudière pendant toute la course ; mais lorsque la vapeur se détend, elle passe dans le grand cylindre dont la surface interne se trouve à une température relativement basse. Comme cette détente se fait à la fois dans le petit et dans le grand cylindre, et que les parois de ce dernier sont bien plus étendues que celles du premier, la vapeur pendant cette période communique plus de chaleur aux parois du grand cylindre qu'elle n'en emprunte aux parois du petit ; de sorte qu'en résumé l'action des parois consiste surtout à refroidir la vapeur et que la tension de celle-ci doit baisser rapidement pendant la détente, à moins qu'elle ne contienne une forte proportion d'eau liquide qui se vaporise pendant cette détente.

Il existe donc une différence capitale entre les phénomènes qui s'accomplissent dans les machines sans enveloppe, suivant qu'elles sont à un ou à deux cylindres. Dans le premier cas, les parois cèdent de la chaleur à la vapeur pendant la détente, mais cette chaleur trop tardivement transmise n'est que fort peu utilisée ; dans le second cas, les parois enlèvent de la chaleur à la vapeur pour la reperdre ensuite par la vaporisation nuisible qui s'effectue pendant l'injection dans le condenseur.

Il résulte de ces considérations que lorsqu'une machine à deux cylindres est pourvue d'une chemise de vapeur, l'action de cette enveloppe est peu importante sur le petit cylindre, mais qu'elle doit devenir très énergique sur le grand où la vaporisation de l'eau liquide pendant la détente, s'effectue surtout aux dépens de la chaleur de l'enveloppe et non, comme dans la machine à un cylindre, aux dépens de la chaleur de l'enveloppe et de la chaleur abandonnée par la condensation qui a lieu pendant la période d'admission.

Il en résulte encore que, dans toutes les catégories de machines à vapeur, la masse métallique du cylindre moteur agit comme régulateur du travail, comme un volant d'une nature particulière ; elle absorbe de la chaleur pendant la période de maximum de travail, en diminuant la quantité de travail que la vapeur dépensée aurait pu produire pendant l'admission, et restitue cette chaleur pendant la période de détente en augmentant le travail produit par cette détente. Il est encore évident, d'après ces considérations, que l'on ne doit négliger aucune mesure propre à assurer le plus que possible la vaporisation de l'eau liquide, dans la période de détente, afin que la chaleur restituée par la masse métallique, ne passe pas directement au condenseur où son action ne peut être que nuisible.

D'après les expériences de M. Hirn, le bénéfice que peut procurer l'application de la chemise de vapeur à une machine, toutes choses égales d'ailleurs, peut s'élever de 10 à 25 p. °/₀ suivant les circonstances ; il est plus grand dans les machines à longue détente que dans les machines où la détente n'est pas très prolongée. Du reste ce bénéfice peut encore être accru ou diminué par des conditions particulières de production de la vapeur sur lesquelles nous appellerons l'attention, après l'examen des effets de la surchauffe.

Des effets de la surchauffe.

L'action de la surchauffe consiste d'abord à vaporiser toute l'eau liquide que la vapeur emporte avec elle en sortant de la chaudière, puis, comme celle de la chemise de vapeur, à diminuer la quantité de vapeur qui se condense dans le cylindre pendant la période d'admission.

D'après les expériences de M. Hirn, il paraît que la surchauffe, même lorsqu'elle est portée à 80 ou 100° au-dessus de la température de saturation de la vapeur, n'empêche pas une certaine condensation pendant l'admission. La partie de la masse de vapeur qui se trouve en contact avec les parois du

cylindre, et peut-être la totalité, se refroidit assez promptement, redevient saturée et se condense, en partie. Mais cette condensation est moindre pendant la période d'admission que lorsque la vapeur n'a point de chaleur à perdre avant qu'elle commence à se condenser.

Nous avons vu précédemment, du reste, avec quelle rapidité la vapeur surchauffée et détendue revient à la température de saturation. M. Hirn trouve la preuve de cette condensation et de ce retour de la vapeur surchauffée à la température de saturation, dans ce fait que les couvercles de cylindres recevant de la vapeur surchauffée de 80 à 100° au-dessus de la température de saturation, ne prenaient qu'une température un peu inférieure à celle de saturation sous la même pression. C'est à cette condensation partielle et à la température relativement basse que conservent les parois des cylindres, que l'on doit la conservation des garnitures des pistons et la fermeture presque hermétique qu'ils produisent avec l'aide des moyens ordinaires de lubrification ; sans cela les graisses ou les huiles employées seraient très rapidement vaporisées en laissant des résidus solides, effet qui n'est déjà que trop prompt toutes les fois que la surchauffe s'emploie à une température très élevée et malgré sa condensation partielle.

La cause principale de la perte de chaleur et de travail dans le cylindre, étant la vaporisation presque instantanée qui se produit dans ce cylindre dès le début de la condensation, la surchauffe produit un effet très favorable en diminuant la condensation pendant l'admission, en vaporisant l'eau emportée de la chaudière par la vapeur et en diminuant ainsi, dans la mesure du possible, la quantité d'eau liquide mêlée à la vapeur pendant la détente ; ce qui fait qu'une partie de cette eau se vaporisant par l'action de la chaleur cédée par les parois métalliques pendant cette détente, il n'en reste plus qu'une quantité bien moindre à vaporiser dès le début de la condensation, et que le refroidissement de ces parois métalliques s'en trouve considérablement amoindri.

Un autre résultat de la surchauffe consiste dans l'élévation de la tension de la vapeur dans le cylindre pendant la période

d'admission, pour la même tension dans la chaudière et pour la même ouverture de la soupape d'admission. La vapeur surchauffée a une moindre densité que la vapeur saturée, sous la même tension, de sorte qu'il ne faut pas une différence de tension entre la chaudière et le cylindre, pour produire la même vitesse d'introduction dans ce dernier, aussi grande que si la vapeur était saturée; puis, comme il y a moins de condensation à l'admission, il n'est pas nécessaire de faire passer d'une capacité dans l'autre, un aussi grand volume de fluide, dans le même temps, ce qui abaisse encore la charge génératrice de la vitesse indispensable.

De toutes ces considérations il ressort évidemment que le bénéfice qui résulte de l'emploi de la surchauffe se traduit principalement par une économie de vapeur ou de combustible pour la même quantité de travail produit. Quant à son action sur la loi suivant laquelle s'effectue la détente, elle n'augmente pas le travail obtenu pendant cette période de la course ; la tension y baisse plutôt un peu plus rapidement que lorsque l'on fonctionne avec vapeur saturée, parce qu'il y a moins d'eau à vaporiser pendant cette détente, mais on obtient néanmoins plus de travail dans chaque course parce que, pour la même tension dans la chaudière, la tension dans le cylindre pendant la période d'admission, est plus élevée que quand la vapeur n'est pas surchauffée ; puis parce que, pour des raisons qui seront exposées dans le chapitre spécial de la condensation, la tension dans le condenseur y est plus basse pour la même quantité d'eau froide injectée. M. Hirn recommande encore, comme résultat de ses expériences sur certaines machines, de ne pas faire passer par les mêmes conduits la vapeur surchauffée qui se rend au cylindre et la vapeur de décharge redevenue saturée à la fin de la détente, et d'éviter, quand on fait passer ces deux catégories de vapeur par des conduits différents, de pratiquer ces deux conduits dans la même masse métallique et très voisins l'un de l'autre, parce que, en vertu de l'échange de chaleur, la condensation se trouve accrue à l'admission et la vaporisation nuisible pendant la période d'échappement dans le condenseur, considérablement augmentée ; il cite à l'appui

de cette opinion une machine dans laquelle cette dernière disposition avait complètement annulé les bénéfices de la surchauffe.

Lorsque les machines sont munies d'un appareil de surchauffe et d'une chemise de vapeur, et que l'on fait passer la vapeur surchauffée dans l'enveloppe avant son admission, la température de la masse métallique devient ordinairement fort élevée et il est plus difficile de maintenir en bon état les pièces frottantes intérieures, à cause de la vaporisation rapide des graisses employées pour lubrifier ces pièces.

Dans ce cas, il convient d'envoyer directement au cylindre la vapeur surchauffée et de n'admettre dans l'enveloppe que la vapeur saturée venant de la chaudière ; on maintient ainsi une condensation assez prononcée pendant la période d'admission et on empêche la température de la masse métallique de l'élever jusqu'à un degré tout à fait incompatible avec l'usage utile des substances lubrifiantes. Cependant malgré cette précaution, lorsque la température de la vapeur à 5 ou 6$^{atm.}$ a été portée par la surchauffe à une centaine de degrés au-dessus de la température de saturation, on ne peut maintenir les pistons en bon état de fonctionnement qu'à l'aide d'une surveillance très attentive, en employant des graisses de bonne qualité et en construisant avec une grande précision d'ajustement, les pistons, parallélogrammes, afin que les surfaces frottantes intérieures soient toujours en contact parfait et ne manifestent en aucun point de leur course, de tendance à une légère séparation. Quand ces précautions ne sont point observées et que les graisses durcies ne ferment plus hermétiquement tout passage à la vapeur surchauffée, celle-ci emporte avec elle toutes les substances grasses appliquées à la lubrification.

Il faut aussi employer plus de graisses que quand les machines fonctionnent avec vapeur saturée. Enfin, M. Hirn a pu constater que des pistons de machines à vapeur surchauffée, trop détériorés pour continuer à fonctionner avec cette vapeur, pouvaient encore fonctionner convenablement avec la vapeur saturée, parce que l'eau contenue dans la vapeur suffisait pour compléter l'obturation hermétique sur le pourtour de ces pistons.

Les bénéfices de la surchauffe convenablement appliquée, sont assez variables suivant les circonstances de son emploi, et ils restent généralement compris entre 10 et 20 p. % de la quantité de vapeur employée pour le même travail, sans surchauffe. Du reste, cette surchauffe s'obtient assez ordinairement sans dépense spéciale de combustible ; le tuyau qui va de la chaudière au cylindre, et qui est très long, se replie en un point de sa longueur, en forme de serpentin disposé pour occuper peu de volume, et se loge en ce point dans une chambre placée sur le trajet de l'un des carneaux et que traverse l'air brûlé, soit avant d'avoir complété son trajet autour de la chaudière, soit avant de passer directement dans la cheminée.

Un registre doit permettre de faire passer l'air brûlé par cette chambre ou de l'en empêcher en le maintenant dans les carneaux ordinaires; il doit même permettre de partager dans la mesure que l'on veut, l'air brûlé entre les deux trajets, afin de régler à volonté et par tâtonnement la température de surchauffe et même de la supprimer entièrement sans suspendre la marche de la machine.

Malgré les avantages bien constatés de la surchauffe, elle reste peu employée ailleurs que dans certaines régions telles que l'Alsace, à cause de l'excessive surveillance qu'elle exige et de la détérioration rapide des garnitures de pistons, des tiroirs, des surfaces internes des cylindres, que la moindre négligence peut occasionner; plusieurs des machines dans lesquelles on a essayé d'introduire cette amélioration, n'ont fourni que des résultats négatifs à cause de défauts de précision dans l'ajustement des pièces, de la négligence et de l'incapacité des mécaniciens-conducteurs; les fuites autour des pistons et par les appareils de distribution laissaient passer directement dans le condenseur et sans produire de travail utile, une fraction considérable de la vapeur débitée par les chaudières.

La surchauffe à haute température est assez souvent remplacée aujourd'hui par une simple dessication de la vapeur qui se rend au cylindre, lorsque cette vapeur emporte avec elle beaucoup d'eau liquide; quelquefois aussi, après avoir vaporisé sous température constante égale à la température de satura-

tion, toute l'eau que contient la vapeur, afin de ne pas perdre la chaleur que cette eau emportait de la chaudière et pour diminuer le refroidissement des parois du cylindre pendant la période de condensation, on élève la température de la vapeur de quelques degrés au-dessus de celle de saturation ; on diminue ainsi la condensation à l'admission, et comme cette vapeur est promptement ramenée à l'état de saturation dans le cylindre, on évite les inconvénients spéciaux à la surchauffe.

Il est probable cependant que l'on reviendra tôt ou tard, à l'emploi de cette surchauffe, parce qu'elle est, à peu près, le seul moyen pratique d'augmenter la chute de température et, par suite, la fraction utilisable de la chaleur dépensée dans les machines à vapeur. Jusqu'à présent, c'est l'emploi simultané de la chemise pleine de vapeur saturée, de la surchauffe jusqu'à 80° ou 100° au-dessus de la température de saturation, d'une détente un peu prolongée, d'une tension de 5 à $6^{atm.}$ pendant la période d'admission, et de bonnes dispositions des appareils de distribution, qui a permis d'abaisser la consommation pratique de vapeur jusqu'à $8^{kil.}$ par cheval et par heure; c'est là le maximum des effets réalisés en marche régulière et suivie.

Avec des générateurs bien établis, on arrive à produire ce poids de vapeur avec $1^{kil.}$ de bonne houille ne fournissant pas plus de 10 p. °/₀ de cendres. Comme d'autre part, ce poids de vapeur exige environ 5000 calories et qu'un cheval-vapeur équivaut à $75^{km.}.60' . 60'' = 270000$ kilogrammètres par heure, il en résulte que le maximum de travail pratique que l'on ait jamais pu tirer d'une calorie est de

$$\frac{270000}{5000} = 54 \text{ kilogrammètres.}$$

Soit $\frac{54}{425} = 0{,}128$ du travail absolu qu'elle est théoriquement capable de produire.

Nous avons dit précédemment que les bons effets de la chemise de vapeur et de la surchauffe employées isolément ou

simultanément, pouvaient être augmentés ou diminués par des circonstances particulières de production de la vapeur, dans la chaudière ; voici les motifs de cette influence :

Toute chaudière une fois établie, avec une grille, des carneaux et une cheminée, dont toutes les dimensions sont invariables, consomme nécessairement un certain poids de combustible, dans les conditions du maximum d'effet utile que l'on puisse tirer de ce combustible ; si l'on en jette davantage sur la grille, la combustion sera incomplète et l'on produira beaucoup de fumée qui représente du combustible perdu ; si l'on en jette moins, il passera trop d'air à travers la grille, une partie de cet air ne sera pas brûlé, il sera échauffé aux dépens de la chaleur développée par la combustion et emportera cette chaleur dans la cheminée où il présentera encore l'inconvénient de diminuer le tirage.

Comme la chemise de vapeur et la surchauffe employées isolément ou simultanément, ont pour résultat de diminuer la dépense de vapeur pour un travail déterminé, il est clair qu'en les appliquant à une machine dont la chaudière est *forcée*, c'est-à-dire sous laquelle on brûle trop de combustible pour que ce combustible soit bien utilisé, l'avantage recueilli de la modification apportée à l'appareil, sera plus considérable que l'économie de vapeur due à cette modification, parce qu'en brûlant moins de combustible, on produira plus de vapeur par kil. de celui que l'on continue à brûler.

Si, au contraire, les nouvelles conditions de fonctionnement s'appliquent à une machine dont la chaudière fonctionne déjà dans les meilleures conditions d'utilisation du combustible, ou sous laquelle on ne consomme pas assez de combustible pour tirer le meilleur effet utile de celui que l'on consomme, il est clair que l'on empirera les conditions favorables ou déjà défavorables de la combustion et qu'une partie plus ou moins considérable de l'économie de vapeur due à la modification introduite, sera dissimulée par l'aggravation des conditions nouvelles de vaporisation dans la chaudière.

Il ne faut donc pas s'attendre à tirer toujours le même bénéfice de l'introduction de la surchauffe et de l'application de la

chemise de vapeur, dans tous les cas de machines de système identique.

Au point de vue théorique, on peut obtenir une appréciation assez nette du bénéfice de chaleur que procurerait la surchauffe si l'on parvenait à la maintenir pendant l'admission dans les cylindres, à l'aide d'une simple application numérique.

Cherchons, par exemple, la quantité de chaleur nécessaire pour fournir à une machine motrice, 1 mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$: 1° dans le cas où cette vapeur serait saturée et sèche; 2° dans le cas où elle serait surchauffée de 80°, ce qui est un chiffre assez souvent adopté.

Nous admettrons que l'eau d'alimentation de la chaudière est prise à 30° centigrades.

D'après la table fondamentale, 1 mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ pèse $2^{kil.},75$; il possède à l'état de saturation une température de 152°,22, et sa chaleur totale par kil., à partir de 0°, est de $652^{cal.},927$.

D'après les expériences de M. Regnault, sa capacité calorifique sous tension constante, est d'environ $0^{cal.},48$; et d'après M. Zeuner, le coefficient de dilatation sous tension constante de la vapeur prise à $5^{atm.}$, serait d'environ 0,0046 (voir p. 101).

Ces bases de calcul admises, la comparaison demandée devient fort simple :

Les $2^{kil.},75$ de vapeur saturée qui constituent le mètre cube, exigeront, à partir de la température 0°.

$$2^{kil.},75\ (652^{cal.},22 - 30^{cal.}) = 1711,10 \text{ calories.}$$

Si le mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ doit être surchauffé sous tension constante, de 80°, c'est-à-dire porté à la température de 152°,22 + 80 = 233° en nombre rond, le volume V de vapeur saturée qui sera nécessaire pour fournir ce mètre cube, sera donné par l'équation :

$$V\,\frac{1+0,0046\,.\,233^{\circ}}{1+0,0046\,.\,152,22} = 1^{m^3},$$

d'où $$V = 0,8206 \text{ mètre cube.}$$

Ce volume de vapeur saturée exigera une dépense de

$$1711^{cal.},10 \,.\, 0,8206 = 1404,13 \text{ calories,}$$

et pèsera $2^{kil.},75 \,.\, 0,8206 = 2^{kil.},257.$

A cette dépense de chaleur pour produire la vapeur saturée, il faut ajouter la chaleur de surchauffe qui est égale à

$$2^{kil.},257 \,.\, 0^{cal.},48 \,.\, 80^{\circ} = 86,67 \text{ calories.}$$

La dépense totale serait donc de

$$1404,13 + 86,67 = 1491 \text{ calories en nombre rond,}$$

tandis qu'elle était de 1711 calories quand le mètre cube de vapeur était saturé.

L'économie serait donc de

$$\frac{1711-1491}{1711} = 0,128 \text{; soit 13 p. °/. environ.}$$

Si la surchauffe était produite par la chaleur perdue de la chaudière, ce qui a presque toujours lieu, l'économie serait de

$$\frac{1711-1404}{1711} = 0,1794 \text{; soit 18 p. °/. environ.}$$

De la substitution des corps chauds à la chemise de vapeur.

Puisque c'est à la haute température des parois du cylindre, maintenue par la vapeur que contient l'enveloppe, que l'on doit les bons effets que nous avons signalés, il est certain que tout autre moyen de maintenir cette température, nonobstant le refroidissement intérieur, doit conduire aux mêmes résultats; mais ce problème est plus difficile à résoudre qu'il ne le semble au premier abord.

La première idée qui s'est présentée à l'esprit des mécaniciens dont l'attention avait été appelée sur les avantages de la chemise de vapeur, a été de profiter de la chaleur que contiennent les produits de la combustion quand ils abandonnent la

chaudière, pour chauffer le cylindre avant de se perdre dans la cheminée. On espérait obtenir ainsi des résultats supérieurs à ceux que fournissait la chemise de vapeur, sans aucune dépense spéciale de combustible.

Cette idée a été appliquée plusieurs fois en Angleterre, mais les résultats n'en ont point été publiés et nous ne connaissons, sur ce sujet, qu'une expérience faite par M. Dollfus fils, à Dornach, et rapportée dans les mémoires de M. Hirn.

La machine sur laquelle l'expérience a été faite était à détente variable et à condensation. Le cylindre a été entouré d'une enveloppe dans laquelle passait la fumée de la chaudière à une température de 250°. Toutes les dispositions étaient prises pour marcher à volonté avec ou sans cet appendice, et l'influence qu'il pouvait avoir sur la quantité de travail absolu produit par coup de piston, était appréciée à l'aide d'un indicateur de Watt.

L'expérience a démontré qu'il n'existait point de différence bien sensible entre les courbes que l'on obtenait lorsque la fumée traversait l'enveloppe et celles qui résultaient de la marche avec l'enveloppe pleine d'air froid.

Voici les raisons qui expliquent cette étrange anomalie :

D'après les expériences de M. Hirn sur l'effet des chemises de vapeur, la quantité de chaleur transmise au cylindre intérieur par la vapeur qui se condense dans l'enveloppe, s'élève moyennement, dans les machines qui fonctionnent à 3 ou 4 atm. avec détente jusqu'à 4 ou 5 fois le volume à pression pleine,

à 2,87 calories par mètre carré de surface

de cylindre et par coup de piston. La machine expérimentée faisait 23 à 24 révolutions par minute.

D'autre part, un appareil à chauffer l'eau d'alimentation, de 10° à 145°, à l'aide de la chaleur que conservait la fumée en quittant la chaudière, n'absorbait par mètre carré de surface que 1cal.,11 pendant la durée du même coup de piston, quoique les tuyaux fussent en contact avec des gaz dont la température était d'environ 400°, et qu'il y eût, entre la température moyenne de l'eau et la température de la fumée, une différence de

Il en résulte encore que, dans toutes les catégories de machines à vapeur, la masse métallique du cylindre moteur agit comme régulateur du travail, comme un volant d'une nature particulière ; elle absorbe de la chaleur pendant la période de maximum de travail, en diminuant la quantité de travail que la vapeur dépensée aurait pu produire pendant l'admission, et restitue cette chaleur pendant la période de détente en augmentant le travail produit par cette détente. Il est encore évident, d'après ces considérations, que l'on ne doit négliger aucune mesure propre à assurer le plus que possible la vaporisation de l'eau liquide, dans la période de détente, afin que la chaleur restituée par la masse métallique, ne passe pas directement au condenseur où son action ne peut être que nuisible.

D'après les expériences de M. Hirn, le bénéfice que peut procurer l'application de la chemise de vapeur à une machine, toutes choses égales d'ailleurs, peut s'élever de 10 à 25 p. °/₀ suivant les circonstances ; il est plus grand dans les machines à longue détente que dans les machines où la détente n'est pas très prolongée. Du reste ce bénéfice peut encore être accru ou diminué par des conditions particulières de production de la vapeur sur lesquelles nous appellerons l'attention, après l'examen des effets de la surchauffe.

Des effets de la surchauffe.

L'action de la surchauffe consiste d'abord à vaporiser toute l'eau liquide que la vapeur emporte avec elle en sortant de la chaudière, puis, comme celle de la chemise de vapeur, à diminuer la quantité de vapeur qui se condense dans le cylindre pendant la période d'admission.

D'après les expériences de M. Hirn, il paraît que la surchauffe, même lorsqu'elle est portée à 80 ou 100° au-dessus de la température de saturation de la vapeur, n'empêche pas une certaine condensation pendant l'admission. La partie de la masse de vapeur qui se trouve en contact avec les parois du

cylindre, et peut-être la totalité, se refroidit assez promptement, redevient saturée et se condense, en partie. Mais cette condensation est moindre pendant la période d'admission que lorsque la vapeur n'a point de chaleur à perdre avant qu'elle commence à se condenser.

Nous avons vu précédemment, du reste, avec quelle rapidité la vapeur surchauffée et détendue revient à la température de saturation. M. Hirn trouve la preuve de cette condensation et de ce retour de la vapeur surchauffée à la température de saturation, dans ce fait que les couvercles de cylindres recevant de la vapeur surchauffée de 80 à 100° au-dessus de la température de saturation, ne prenaient qu'une température un peu inférieure à celle de saturation sous la même pression. C'est à cette condensation partielle et à la température relativement basse que conservent les parois des cylindres, que l'on doit la conservation des garnitures des pistons et la fermeture presque hermétique qu'ils produisent avec l'aide des moyens ordinaires de lubrification ; sans cela les graisses ou les huiles employées seraient très rapidement vaporisées en laissant des résidus solides, effet qui n'est déjà que trop prompt toutes les fois que la surchauffe s'emploie à une température très élevée et malgré sa condensation partielle.

La cause principale de la perte de chaleur et de travail dans le cylindre, étant la vaporisation presque instantanée qui se produit dans ce cylindre dès le début de la condensation, la surchauffe produit un effet très favorable en diminuant la condensation pendant l'admission, en vaporisant l'eau emportée de la chaudière par la vapeur et en diminuant ainsi, dans la mesure du possible, la quantité d'eau liquide mêlée à la vapeur pendant la détente ; ce qui fait qu'une partie de cette eau se vaporisant par l'action de la chaleur cédée par les parois métalliques pendant cette détente, il n'en reste plus qu'une quantité bien moindre à vaporiser dès le début de la condensation, et que le refroidissement de ces parois métalliques s'en trouve considérablement amoindri.

Un autre résultat de la surchauffe consiste dans l'élévation de la tension de la vapeur dans le cylindre pendant la période

d'admission, pour la même tension dans la chaudière et pour la même ouverture de la soupape d'admission. La vapeur surchauffée a une moindre densité que la vapeur saturée, sous la même tension, de sorte qu'il ne faut pas une différence de tension entre la chaudière et le cylindre, pour produire la même vitesse d'introduction dans ce dernier, aussi grande que si la vapeur était saturée; puis, comme il y a moins de condensation à l'admission, il n'est pas nécessaire de faire passer d'une capacité dans l'autre, un aussi grand volume de fluide, dans le même temps, ce qui abaisse encore la charge génératrice de la vitesse indispensable.

De toutes ces considérations il ressort évidemment que le bénéfice qui résulte de l'emploi de la surchauffe se traduit principalement par une économie de vapeur ou de combustible pour la même quantité de travail produit. Quant à son action sur la loi suivant laquelle s'effectue la détente, elle n'augmente pas le travail obtenu pendant cette période de la course ; la tension y baisse plutôt un peu plus rapidement que lorsque l'on fonctionne avec vapeur saturée, parce qu'il y a moins d'eau à vaporiser pendant cette détente, mais on obtient néanmoins plus de travail dans chaque course parce que, pour la même tension dans la chaudière, la tension dans le cylindre pendant la période d'admission, est plus élevée que quand la vapeur n'est pas surchauffée ; puis parce que, pour des raisons qui seront exposées dans le chapitre spécial de la condensation, la tension dans le condenseur y est plus basse pour la même quantité d'eau froide injectée. M. Hirn recommande encore, comme résultat de ses expériences sur certaines machines, de ne pas faire passer par les mêmes conduits la vapeur surchauffée qui se rend au cylindre et la vapeur de décharge redevenue saturée à la fin de la détente, et d'éviter, quand on fait passer ces deux catégories de vapeur par des conduits différents, de pratiquer ces deux conduits dans la même masse métallique et très voisins l'un de l'autre, parce que, en vertu de l'échange de chaleur, la condensation se trouve accrue à l'admission et la vaporisation nuisible pendant la période d'échappement dans le condenseur, considérablement augmentée ; il cite à l'appui

de cette opinion une machine dans laquelle cette dernière disposition avait complètement annulé les bénéfices de la surchauffe.

Lorsque les machines sont munies d'un appareil de surchauffe et d'une chemise de vapeur, et que l'on fait passer la vapeur surchauffée dans l'enveloppe avant son admission, la température de la masse métallique devient ordinairement fort élevée et il est plus difficile de maintenir en bon état les pièces frottantes intérieures, à cause de la vaporisation rapide des graisses employées pour lubrifier ces pièces.

Dans ce cas, il convient d'envoyer directement au cylindre la vapeur surchauffée et de n'admettre dans l'enveloppe que la vapeur saturée venant de la chaudière ; on maintient ainsi une condensation assez prononcée pendant la période d'admission et on empêche la température de la masse métallique de l'élever jusqu'à un degré tout à fait incompatible avec l'usage utile des substances lubrifiantes. Cependant malgré cette précaution, lorsque la température de la vapeur à 5 ou 6$^{atm.}$ a été portée par la surchauffe à une centaine de degrés au-dessus de la température de saturation, on ne peut maintenir les pistons en bon état de fonctionnement qu'à l'aide d'une surveillance très attentive, en employant des graisses de bonne qualité et en construisant avec une grande précision d'ajustement, les pistons, parallélogrammes, afin que les surfaces frottantes intérieures soient toujours en contact parfait et ne manifestent en aucun point de leur course, de tendance à une légère séparation. Quand ces précautions ne sont point observées et que les graisses durcies ne ferment plus hermétiquement tout passage à la vapeur surchauffée, celle-ci emporte avec elle toutes les substances grasses appliquées à la lubrification.

Il faut aussi employer plus de graisses que quand les machines fonctionnent avec vapeur saturée. Enfin, M. Hirn a pu constater que des pistons de machines à vapeur surchauffée, trop détériorés pour continuer à fonctionner avec cette vapeur, pouvaient encore fonctionner convenablement avec la vapeur saturée, parce que l'eau contenue dans la vapeur suffisait pour compléter l'obturation hermétique sur le pourtour de ces pistons.

donc la vaporisation externe, par course, devait s'élever à

$$\frac{2057,55}{2610} = 0^{\text{kil.}},788.$$

Cette vaporisation sous la tension atmosphérique, à peu près, exige, d'après la table fondamentale, $637^{\text{cal.}}$ par kil. lorsque l'eau est prise à 0° ; comme elle est prise à 100°, elle n'exige que 537 calories ;

soit pour les $0^{\text{kil.}},788,\ldots\ldots$ $537 \,.\, 0,788 = 423,156$ calories.

D'autre part, la vapeur à 3,75 atmosphères et à la température correspondante de $141^{\circ},68$, qui affluait continuellement dans le cylindre moteur, possédait une chaleur totale de 649,68 calories dont il faut défalquer 43,44 calories de chaleur externe qui ne se retrouvent plus dans la condensation sans restitution de ce travail. Il en résulte évidemment que la condensation de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $3^{\text{atm.}},75$ dans le cylindre, laissant de l'eau liquide à $141^{\circ},68$, mettrait en liberté pour produire la vaporisation dans l'enveloppe, une quantité de chaleur égale à

$$649^{\text{cal.}},68 - 43^{\text{cal.}},44 - 141^{\text{cal.}},68 = 464,56 \text{ calories.}$$

Comme la vaporisation effectuée, d'après nos calculs, n'exige que 423,15 calories, le poids de vapeur à condenser pendant chaque course du piston, serait de

$$\frac{423,15}{464,56} = 0,^{\text{kil.}},911.$$

Enfin le volume de vapeur qui emplissait le cylindre, dans chaque course sans détente, en comptant un espace nuisible de $0^{\text{m}},06$, était de

$$0,785\ (0^{\text{m}},75)^2\ (1^{\text{m}},50 + 0^{\text{m}},06) = 0,687 \text{ mètre cube,}$$

et comme $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $3^{\text{atm.}},75$ occupe, d'après la table, un volume de $0^{\text{m}^3},4754$, le poids de la vapeur utilisée par course, était de

$$\frac{0^{\text{m}^3},687}{0^{\text{m}^3},4754} = 1^{\text{kil.}},445.$$

Ainsi, en faisant abstraction de toutes les autres causes de perte de vapeur, la dépense devait s'élever à

$$0^{\text{kil.}},911 + 1^{\text{kil.}},445 = 2^{\text{kil.}},356 \text{ de vapeur par course,}$$

et le rapport de la vapeur perdue à la vapeur dépensée serait, dans cette hypothèse, de

$$\frac{0,911}{2,356} = 0,38; \text{ soit } 38 \text{ p. } \%.$$

Si, à cette perte de vapeur, on ajoute la vapeur qui s'était condensée dans le cylindre pour réparer les pertes de chaleur des parois par suite de la vaporisation d'une certaine quantité d'eau liquide pendant la période d'évacuation du cylindre moteur, quantité qui devait être considérable à cause de l'énorme condensation qui se produisait pendant la période d'admission, on trouvera l'explication naturelle de la grande consommation de vapeur et de combustible qui avait lieu dans cette machine.

Toutes les considérations que nous venons d'exposer, ne présentent pas, bien certainement, un très grand degré d'exactitude, parce qu'elles ne reposent que sur des observations faites pendant les périodes de service industriel de la machine, et parce que l'on n'avait à sa disposition aucun des appareils nécessaires à des observations précises; mais elles n'en démontrent pas moins, avec une grande évidence, combien la présence d'un liquide vaporisable sur la surface externe des cylindres moteurs, est fâcheuse, à cause de la rapidité avec laquelle il s'empare de la chaleur, même quand l'excès de la température du métal sur la température de ce liquide n'est pas très grand; l'action refroidissante des gaz secs sur cette surface, est incomparablement moins dangereuse, même avec une différence des températures beaucoup plus grande, à cause de la lenteur avec laquelle ils s'emparent de la chaleur des parois métalliques.

L'effet fâcheux de ce système particulier de chemises de vapeur ne tient pas seulement à l'énorme condensation qu'il occasionne, il tient aussi, en partie, à une augmentation de pression derrière le piston. La vapeur en sortant du cylindre, passe dans une capacité où il existe une tension qui l'emporte sur la pression atmosphérique, de toute la charge génératrice de la vitesse à l'extrémité du tuyau d'échappement qui part de

l'enveloppe, et il en résulte nécessairement un accroissement de la contrepression du piston lorsque le volume de cette vapeur qui s'échappe, est augmenté par la vaporisation qui se fait dans l'enveloppe même. Dans la machine dont il s'agit, il était facile de constater *de visu* que la vapeur de l'enveloppe se dégageait assez difficilement dans l'atmosphère ; la vitesse de sortie paraissait presqu'aussi considérable à la fin de la décharge qu'au commencement.

La conclusion naturelle de ces expériences sur cette machine d'extraction, était la suppression pure et simple des enveloppes qui n'étaient pas disposées pour recevoir la vapeur avant son admission dans les cylindres moteurs, et c'est ce que l'on fit.

Nous avons appris plus tard de l'ingénieur de la compagnie, qu'immédiatement après cette suppression et lorsque la vapeur s'est déchargée directement dans l'atmosphère, la consommation de combustible pour le même travail qu'antérieurement, a été diminuée dans une très forte proportion.

Des enveloppes peu conductrices de la chaleur.

Les chemises de vapeur, lorsque celle-ci est prise à la tension et à la température qu'elle possède avant le travail, ont, comme nous l'avons vu, pour but de réchauffer le cylindre moteur. Les enveloppes peu conductrices ne sont employées que pour empêcher ou plutôt pour diminuer le refroidissement des parois de ce cylindre moteur ou de l'enveloppe dont il est entouré, quand il a une chemise de vapeur.

Le refroidissement des surfaces métalliques provient de deux causes qui agissent simultanément : 1° le refroidissement par rayonnement de la chaleur ; 2° le refroidissement par le contact direct de l'air.

Le physicien Péclet a fait autrefois de nombreuses expériences qui n'ont point été renouvelées depuis, sur les quantités de chaleur enlevées aux parois métalliques des capacités qui contiennent de la vapeur saturée, par chacune des deux causes de refroidissement que nous venons de signaler, et il est arrivé

à représenter ces quantités de chaleur par des expressions empiriques assez compliquées que l'on peut trouver dans son *traité de physique appliquée*.

Après examen de ces expressions, il nous a semblé que l'on pourrait arriver à des résultats suffisamment rapprochés de ceux qu'elles fournissent, et suffisamment approximatifs pour les applications, en se servant de l'expression

$$Q = 10 \,.\, S\,(T - t),$$

qui donnerait à la fois la quantité de chaleur perdue par rayonnement et par le contact de l'air sec et tranquille, lorsque les surfaces métalliques sont en fonte, ce qui est le cas ordinaire des tuyaux de conduite de vapeur et des capacités que traverse cette vapeur.

Dans cette expression,

Q représente la quantité de chaleur totale qui se dissipe dans l'atmosphère environnante, par mètre carré de surface de fonte et par heure ;

S la surface de refroidissement, en mètre carré ;

T la température de la vapeur contenue ou circulant dans la capacité ;

t la température de l'air tranquille environnant.

Ainsi, par exemple, la chaleur que perdrait par refroidissement extérieur, un cylindre contenant de la vapeur à $4^{atm.}$ et à la température correspondante de 145°,31, lorsque la température de l'air environnant est de 10° centigrades, serait de

$$Q = 10 \,.\, 1^{m^2}\,(145^\circ,31 - 10^\circ) = 1353 \text{ calories}$$

par mètre carré et par heure.

La chaleur totale de la vapeur à $4^{atm.}$, étant de 650,42 calories dont $43^{cal.}$,614 de chaleur externe qui ne seraient pas reproduites pendant la condensation, et l'eau résultant de la condensation de chaque kil. de cette vapeur conservant 145,31 calories, il suffirait d'enlever à chaque kil. de vapeur contenue dans la capacité, une quantité de chaleur égale à

$$650{,}420 - 43{,}614 - 145{,}310 = 461{,}496 \text{ calories}$$

pour le condenser.

Le refroidissement de la capacité dont il s'agit suffirait donc pour condenser, par mètre carré de surface et par heure, une quantité de vapeur à $4^{atm.}$, égale à

$$\frac{1353}{461,496} = 2,93 \text{ kilogrammes.}$$

Cette perte de chaleur par refroidissement des surfaces extérieures des cylindres et tuyaux en fonte qui contiennent de la vapeur, est celle qui aurait lieu dans l'air tranquille, dans le cas où les surfaces ne rayonneraient pas la chaleur les unes sur les autres, et où le renouvellement de l'air en contact avec les corps chauds ne serait dû qu'au mouvement normal de l'air, résultant des variations de densité des couches directement échauffées par ce contact. Mais lorsque ces corps sont exposés à un courant d'air qui renouvelle rapidement les couches qui sont en contact avec eux, le refroidissement est plus rapide et occasionne la condensation intérieure d'une plus grande quantité de vapeur.

Lorsque les surfaces chaudes sont mouillées, la condensation peut devenir considérable et l'on retombe plus ou moins dans le cas de la vaporisation des liquides par la vapeur. Nous avons vu, dans le chapitre précédent, combien le passage de la chaleur de l'intérieur des tuyaux à l'extérieur devenait alors rapide, et quelle énorme quantité de vapeur pouvait être, par suite, ramenée à l'état liquide. Il ne paraît pas qu'entre les limites ordinaires d'épaisseur des tuyaux ou cylindres à vapeur, cette épaisseur ait une grande influence sur les résultats que nous venons d'exposer.

On voit, d'après cela, que la condensation, dans les capacités qui sont placées dans de bonnes conditions, relativement au refroidissement extérieur, n'est pas considérable ; mais il faut éviter de placer les cylindres et tuyaux de conduite de vapeur dans les courants d'air et surtout en dehors des bâtiments où ils sont exposés à la neige et à la pluie, quand on tient à économiser la vapeur, à moins de prendre les précautions qui seront naturellement indiquées par les considérations suivantes :

Quand on veut diminuer la condensation de vapeur dans les tuyaux de conduite ou dans les cylindres, on les recouvre de

substances peu conductrices de la chaleur que l'on maintient assez ordinairement par une enveloppe en bois formée de douves et cerclée comme un tonneau, ou par une enveloppe en tôle de fer couverte d'une peinture, ou en cuivre.

Pour donner une idée nette du bénéfice que procure cette disposition, nous citerons les résultats des expériences de M. Péclet sur la diminution de la perte de chaleur par les parois des tuyaux que l'on recouvre d'une couche plus ou moins épaisse de coton à l'état de ouate.

Rayons des cylindres.	Épaisseur de la couche de coton enveloppante.							
	$0^m,00$	$0^m,01$	$0^m,02$	$0^m,03$	$0^m,04$	$0^m,05$	$0^m,10$	$0^m,15$
	Quantités relatives de chaleur transmise par mètre carré avec l'enveloppe, celle que transmettrait la surface métallique nue étant prise pour unité.							
$0^m,01$	1,000	0,295	0,217	0,183	0,162	0,147	0,114	0,104
$0^m,02$	1,000	0,298	0,213	0,174	0,147	0,129	0,095	0,081
$0^m,03$	1,000	0,298	0,205	0,162	0,138	0,122	0,085	0,070
$0^m,04$	1,000	0,295	0,200	0,159	0,131	0,111	0,078	0,064
$0^m,05$	1,000	0,294	0,198	0,154	0,128	0,111	0,073	0,058
$0^m,10$	1,000	0,290	0,190	0,144	0,117	0,100	0,061	0,047
$0^m,15$	1,000	0,289	0,187	0,140	0,113	0,095	0,057	0,044
$0^m,20$	1,000	0,288	0,184	0,137	0,110	0,093	0,054	0,041
	Au dessus de $0^m,20$ de rayon, les diminutions de chaleur transmise par unité de surface ne deviennent guère plus sensibles que pour ce rayon.							

On voit, d'après ce tableau, qu'un cylindre de $0^m,20$ de rayon, recouvert d'une couche de coton de $0^m,15$ d'épaisseur, n'émettrait plus, par mètre carré, que les 0,041 de la quantité de chaleur qui aurait traversé ses parois si la surface eût été nue ; quantité de chaleur qui peut être calculée à l'aide de l'expression que nous avons donnée ci-dessus. On peut aussi remarquer que la diminution de la perte de chaleur est d'autant plus rapide que les cylindres ont un plus grand rayon. Cela tient à ce que, en remplaçant la surface de refroidissement des cylindres par celle de l'enveloppe qui est plus grande, l'accroissement relatif de surface refroidissante est évidemment plus considérable

pour les petits cylindres que pour les grands. Au-delà de $0^m,20$ de rayon, la différence de ces accroissements relatifs devient peu sensible.

On peut donc, à l'aide d'une couche épaisse de coton bien sèche et solidement maintenue par une deuxième enveloppe en bois, supprimer presque entièrement, dans les cylindres et conduits de vapeur, la condensation qui résulte du refroidissement extérieur de ces capacités.

Comme le coton peut être remplacé par d'autres substances peu conductrices, nous indiquerons, d'après Péclet, le degré de conductibilité de la plupart de celles qui peuvent être employées à cet usage, celui du coton étant pris pour unité.

Terre cuite	14,75	Bois de chêne	3,57
Sapin, transmission perpendiculairement aux fibres	2,32	Molleton de coton	1,00
Sables quartzeux	6,75	Calicot neuf	1,25
Brique pilée en gros grains	3,47	Laine cardée	1,10
Craie sèche en poudre	2,15	Molleton de laine	0,60
Cendres de bois	1,50	Edredon	0,97
Charbon de bois, en poudre	2,00	Toile de chanvre	1,50
Braise de boulanger pilée	1,45	Papier blanc à écrire	1,07
Coke pulvérisé	4,00	Papier gris non collé	0,85

D'après ce tableau, les substances les plus propres à empêcher la condensation, seraient le molleton de laine et le papier gris non collé.

On emploie aussi aujourd'hui, dans le même but, certaines substances réduites à l'état de pâte liquide, qui se placent au pinceau et en couches nombreuses sur les surfaces métalliques, mais nous ne connaissons aucune expérience significative faite sur le degré d'efficacité de ces enduits dont chacun est proné par son inventeur. On a aussi employé avec assez de succès les enveloppes en tôle, bien fermées et maintenues pleines d'air stagnant.

La conductibilité de toutes ces substances augmente rapidement à mesure qu'elles deviennent plus humides et, dans les applications, il ne faut négliger aucune précaution propre à les maintenir bien sèches.

Rapport de la course au diamètre des pistons.

La longueur de course des pistons, relativement à leur diamètre, ne peut être déterminée d'une manière absolue et invariable. Elle dépend de considérations théoriques dont les unes conduisent à des conclusions contraires à celles qui résultent des autres, et aussi de considérations pratiques et de convenance locale, très variées.

Si l'on considère la question au point de vue du refroidissement des cylindres et de la condensation de vapeur correspondante, on trouve, à l'aide des éléments de géométrie, que de tous les cylindres de même capacité, celui qui présente le minimum de surface de refroidissement, a un diamètre égal à sa hauteur et, comme le travail d'un volume de vapeur est constant, quelle que soit la forme de la capacité qui le reçoit, il en résulterait que les cylindres doivent avoir une hauteur égale à leur diamètre.

Si on la considère au point de vue des pertes occasionnées par les espaces nuisibles, les pistons devraient avoir un petit diamètre et une très longue course, le volume engendré par ces pistons dans l'unité de temps, demeurant constant ; parce qu'alors le volume des espaces nuisibles est moindre relativement à la capacité totale du cylindre et que les pertes dont ces espaces nuisibles peuvent être la cause, se renouvellent moins souvent.

Si on la considère relativement au frottement des pistons, le diamètre doit être le plus grand possible, parce que pour un même volume engendré ou un même travail produit, en supposant la même pression par unité de surface, de la garniture contre les parois du cylindre, la pression contre ces parois ne serait, par exemple, que doublée pour un diamètre double, tandis que le chemin parcouru serait réduit au quart, ce qui diminuerait de moitié le travail consommé par le frottement. Il est vrai que la hauteur des garnitures augmente en même temps que le diamètre des pistons, mais jamais dans la même

proportion ; de sorte qu'il resterait toujours un bénéfice en faveur des grands diamètres, sous ce point de vue.

Si on la considère sous le rapport des fuites de vapeur autour des pistons, ceux-ci devraient avoir le plus petit diamètre et la plus longue course possible pour le même volume engendré dans l'unité de temps ; parce que les pistons d'un petit diamètre, pendant cette unité de temps, offriraient moins de périmètre et, probablement, moins d'ouverture sur leur pourtour pour le passage de la vapeur.

Au point de vue des applications, les courses trop longues relativement au diamètre, obligent à l'emploi de manivelles de trop grand rayon, de trop longues bielles, et elles augmentent l'espace nécessaire au placement de la machine ainsi que les frais de construction.

Les courses trop petites, surtout dans les machines puissantes, présentent l'inconvénient de multiplier outre mesure le nombre de révolutions de la manivelle, d'obliger, dans beaucoup de circonstances, à ralentir le mouvement par des engrenages, et de fatiguer tous les organes très lourds à mouvement alternatif, en renouvelant trop fréquemment les changements de direction de ce mouvement et les fortes pressions qui en résultent sur les points d'appui, pendant les rapides modifications de vitesse ; puis elles augmentent, dans une proportion considérable, la contrepression des pistons parce qu'elles ne laissent que peu de temps à la vapeur qui a produit son travail, pour s'échapper du cylindre.

Entre toutes ces influences si peu concordantes et de natures si diverses, les constructeurs ont été obligés de consulter les convenances pratiques pour éviter les inconvénients des courses trop longues ou trop petites et ils ont, assez généralement, adopté $\frac{1}{2}$ pour rapport du diamètre à la course, c'est-à-dire la course égale au double du diamètre; mais cette règle n'est pas rigoureuse et toutes les fois qu'il existe des raisons d'économie ou de convenance de travail à effectuer, ils s'en écartent plus ou moins sans grave inconvénient bien constaté. Ainsi, dans les machines puissantes, lorsque la vitesse du piston n'est pas très grande, ils font souvent la course plus petite que le double

du diamètre, afin d'éviter l'énorme course qui résulterait de l'application de la règle ci-dessus ; il existe un grand nombre de ces machines dont les pistons ne fournissent qu'une course égale à 1,5 et même 1 fois leur diamètre. Dans les petites machines et dans celles de force moyenne, le rapport de la course au diamètre est extrêmement variable et dépend surtout du nombre de révolutions que l'on doit réaliser sur l'arbre du volant ; cette course varie alors, suivant les besoins, de 1 à 4 fois le diamètre et les constructeurs adoptent assez volontiers, aujourd'hui, les courses plus longues que le double du diamètre, toutes les fois que la nature du travail à effectuer le comporte, afin de diminuer le nombre de ces courses et d'éviter la fatigue et les variations des efforts transmis, trop répétées, et parce que ces variations produisent des vibrations et accélèrent la détérioration des appareils. On ne rencontre jamais ces longues courses relatives dans les machines puissantes ; elles y sont plus souvent inférieures au double du diamètre, parce qu'elles deviendraient énormes si l'on adoptait le rapport de 1 à 2 ou 3.

Vitesse des pistons.

La vitesse moyenne des pistons, comme le rapport de leur diamètre à leur course, est assez variable. Les pistons de la plupart des machines construites par Watt avaient une vitesse moyenne d'environ 1 mètre par seconde. Cette règle a été observée pendant longtemps par les constructeurs qui sont venus après lui ; mais, depuis, on n'a pas craint d'augmenter cette vitesse dans des proportions considérables, toutes les fois que l'on a eu besoin d'un mouvement de rotation rapide. Ainsi la vitesse moyenne des pistons de machines locomotives a été parfois portée jusqu'à 4 mètres par seconde et même au-delà, sans que l'on y ait trouvé d'autre inconvénient grave qu'un accroissement notable de la contrepression et la plus grande rapidité de détérioration inséparable de tous les mouvements qui s'accomplissent avec une vitesse trop considérable. Les constructeurs modernes adoptent assez volontiers une

vitesse moyenne d'environ $1^m,50$ par seconde pour les machines fixes puissantes, et pour les petites machines légères appliquées à des travaux qui exigent un mouvement rapide, ils vont jusqu'à 3^m, même dans le cas de courses plus petites que le double du diamètre du piston.

L'un des avantages principaux des grandes vitesses est de diminuer toutes les dimensions des appareils pour la même production de travail et, par suite, les frais d'établissement; ce qui, en l'absence de toutes raisons théoriques, suffirait pour expliquer la préférence que l'industrie semble accorder aujourd'hui aux machines de cette catégorie. D'un autre côté, l'adoption d'une grande vitesse a permis, dans beaucoup de circonstances, d'augmenter dans d'énormes proportions et sans autres frais que ceux d'une chaudière supplémentaire, la puissance de certaines machines qui étaient devenues insuffisantes pour les besoins d'anciennes industries dont les chefs n'avaient pas prévu tout le développement lors de l'établissement des appareils moteurs.

Cependant il ne faut rien exagérer dans cette voie; nous nous rappelons qu'il y a une vingtaine d'années deux jeunes ingénieurs, MM. David et Sciama, eurent l'idée de faire des machines à dimensions extrêmement réduites relativement à leur puissance et ils construisirent des machines de 15 à 25 chevaux dont l'arbre moteur recevait directement du piston une vitesse de 500 révolutions par minute. Tous les chefs d'industrie qui les employèrent furent obligés d'y renoncer au bout de peu de temps; elles se dérangeaient si fréquemment et se détérioraient avec une telle rapidité qu'il aurait fallu un ouvrier mécanicien en permanence à côté d'elles.

La question du mouvement de la vapeur à son entrée dans les cylindres et à sa sortie, dont nous nous occuperons un peu plus loin, aidera à faire comprendre l'influence de la vitesse des pistons sur l'effet utile que peuvent fournir les machines motrices.

Dimensions des conduits de vapeur, des orifices d'entrée dans les cylindres et des orifices de sortie.

Les principes généraux qui doivent guider le constructeur dans la recherche des dimensions des conduits de vapeur, sont les suivants :

1° Les résistances et différences de pression qu'ils créent entre les capacités qu'ils mettent en communication, doivent être les plus faibles que possible et, dans aucun cas, ils ne doivent apporter un obstacle trop considérable au mouvement des pistons.

2° Il faut éviter les contours brusques, les étranglements, les renflements et tout ce qui peut être la cause de frottements et de diminution de vitesse de circulation ou de tension de la vapeur.

Ces règles sont d'abord applicables aux ouvertures d'entrée de la vapeur dans les cylindres et aux ouvertures de sortie. Théoriquement elles doivent être aussi larges que possible, afin qu'il y ait le moins possible de différence de tension entre le cylindre et la chaudière, et entre le cylindre et le condenseur ou l'atmosphère extérieure, au moins quand les conditions du travail l'exigent ; afin que la vapeur puisse agir au besoin avec plus d'énergie sur le piston et afin que cette vapeur, après avoir produit son travail, se dégage plus rapidement dans le condenseur ou dans l'atmosphère et ne crée derrière le piston que la moindre contrepression possible.

Cependant on ne peut les agrandir outre mesure, parce que l'on y trouve plusieurs inconvénients pratiques. Les soupapes ou tiroirs qui recouvrent ces ouvertures et en règlent le fonctionnement, deviennent trop difficiles à manœuvrer quand ils sont trop grands, et ils présentent plus de chances de fuite ; puis ils augmentent l'étendue des espaces nuisibles qui, dans beaucoup de circonstances, s'emplissent inutilement de vapeur à chaque coup de piston. On peut cependant, à l'aide de quelques artifices de distribution dont il sera question plus tard, diminuer ou même supprimer presqu'entièrement les pertes

dues à l'existense de ces espaces nuisibles, mais leurs inconvénients ne peuvent être radicalement annulés.

Les constructeurs placés entre ces deux écueils, les trop grandes et les trop petites ouvertures, ont consulté principalement l'expérience et ont adopté les dimensions qui ont paru, dans la pratique, fournir des résultats satisfaisants.

Pour les machines à grande vitesse de piston, comme les machines locomotives, ils donnent moyennement aux ouvertures d'entrée et de sortie de la vapeur, une section d'environ $\frac{1}{10}$ de la section du piston.

Pour les machines ordinaires, dans lesquelles la vitesse du piston varie de 1^m à $1^m,50$, ils donnent moyennement aux ouvertures $\frac{1}{30}$ à $\frac{1}{20}$ de la section du piston, mais il y aurait probablement avantage à les faire un peu plus grandes, surtout pour la décharge quand elle s'effectue par des orifices spéciaux.

On peut faire observer que les larges ouvertures sont utiles, bien plus au point de vue de la diminution de contre pression derrière le piston, qu'à celui du maintien, sur le piston, du côté où se produit le travail, d'une pression peu inférieure à celle qui existe dans la chaudière, et que si ces ouvertures, au lieu de servir à l'entrée et à la sortie de la vapeur, étaient plus multipliées, de façon que les unes fussent consacrées à l'admission et les autres à la sortie, les premières pourraient, sans grave inconvénient, avoir une section beaucoup plus faible que les secondes, parce que l'on pourrait toujours, en maintenant dans la chaudière une tension plus élevée, obtenir dans le cylindre la tension dont on aurait besoin, sans qu'il en résultat d'effet bien fâcheux. Nous prouverons cela plus tard, par des calculs sur l'écoulement de la vapeur.

Quant aux conduits que parcourt la vapeur qui se rend de la chaudière dans le cylindre, il n'y a de limite à l'agrandissement de leur diamètre que celle qui est imposée par l'emplacement dont on dispose et, surtout, par la condensation qui, dans ces tuyaux, est proportionnelle à leur longueur et à leur diamètre. Comme la condensation peut être considérablement diminuée par un bon système d'enveloppes peu conductrices de la chaleur, il serait possible de les faire très larges sans que les pertes

de vapeur dues à cette condensation, fussent bien considérables ; mais le benéfice de pression que l'on obtiendrait ainsi, sur le piston, serait peu considérable et les constructeurs se contentent généralement de leur donner un diamètre égal à $\frac{1}{5}$ du diamètre du piston, quand la vitesse de celui-ci est comprise entre 1^m et 2^m par seconde. Pour des vitesses plus grandes, ce diamètre pourrait être un peu augmenté et la section être portée de $\frac{1}{25}$ à $\frac{1}{20}$ et même $\frac{1}{18}$, par exemple, de la section du piston.

De plus, ce conduit doit, autant que possible, avoir une pente continue du cylindre à la chaudière, afin que l'eau qui provient de la condensation retourne par son poids dans cette dernière, sans préjudice des précautions à prendre dans l'établissement de la prise de vapeur, pour que la quantité d'eau emportée de la chaudière à l'état liquide, soit la plus faible que possible. Cette disposition ne peut pas toujours être adoptée, par exemple dans les locomotives où les cylindres sont nécessairement placés plus bas que la prise de vapeur, mais il est bon de se conformer à cette règle toutes les fois que rien ne s'y oppose, parce que l'eau entraînée dans les cylindres en trop forte proportion, peut y occasionner de graves accidents et parce que la chaleur qu'elle emporte avec elle est en majeure partie perdue.

Les considérations relatives au conduit d'échappement dans l'atmosphère ou dans un condenseur, sont un peu différentes. On n'a plus alors à craindre les fâcheux effets de la condensation, puisque la vapeur qui le parcourt a produit tout son travail, et le résultat le plus important à obtenir consiste dans l'abaissement le plus rapide que possible de la pression dans le cylindre d'où s'échappe cette vapeur. Il n'y a guère que les locomotives où l'abaissement de cette pression d'échappement ait une limite au-dessous de laquelle il ne convient pas de descendre, parce que, dans ces machines, le jet de vapeur à la sortie du tuyau d'échappement, doit être assez rapide pour produire le tirage nécessaire à la combustion ; dans toutes les autres machines, les résistances à l'échappement doivent être réduites au minimum.

Pour arriver à ce résultat, il ne faut pas perdre de vue que les résistances au mouvement de la vapeur dans les tuyaux de

conduite, sont à peu près de même nature que les résistances opposées au mouvement de l'air dans les mêmes circonstances ; c'est-à-dire qu'elles doivent être proportionnelles à la longueur de ces tuyaux, qu'elles croissent quand ils présentent des étranglements et des renflements qui occasionnent des remous, et qu'elles diminuent quand le diamètre augmente.

Il faut donc que depuis l'orifice de sortie du cylindre jusqu'au point où il débouche dans l'atmosphère ou dans un condenseur, le tuyau d'échappement ait un grand diamètre, qu'il soit le plus court possible, que sa section soit partout la même, qu'il n'ait point de coudes ou, au moins, que ces coudes soient arrondis pour atténuer les remous et les pertes de force vive qu'ils occasionnent.

Dans les applications, la section du tuyau d'échappement, en vertu de ces considérations, se fait un peu plus grande que celle du tuyau d'arrivée de la vapeur et un peu plus grande que celle de l'orifice d'échappement, mais il n'y a pas grand bénéfice à l'agrandir outre mesure. Les constructeurs lui donnent 0,1 à 0,2 de plus qu'à l'orifice d'échappement sur le cylindre et l'expérience a prouvé que, sous ces dimensions combinées avec plus ou moins d'avance à l'échappement, la résistance ou contre-pression du piston, pouvait être suffisamment diminuée.

Dans aucun cas, il ne faut placer le conduit d'arrivée de la vapeur dans le cylindre et le conduit de sortie dans un même massif de fonte, parce que le voisinage du second refroidit le premier et augmente la condensation de vapeur pendant l'admission. Pour les mêmes motifs, il est bon, surtout dans les machines puissantes, de ne pas faire passer par les mêmes parties de conduits, la vapeur qui se rend au cylindre et celle qui en sort, c'est-à-dire qu'il convient de munir les cylindres d'orifices spéciaux pour l'admission et d'orifices spéciaux affectés exclusivement à l'échappement, au moins toutes les fois que c'est possible sans trop grande complication d'appareil.

DE LA CONDENSATION DANS LES MACHINES A VAPEUR.

Nous avons dit précédemment que, dans certaines machines, le tuyau par lequel se dégage la vapeur qui a produit son travail sur le piston, au lieu de déboucher directement dans l'atmosphère, conduit cette vapeur dans une capacité qui porte le nom de *condenseur*, où elle rencontre un jet d'eau froide qui la ramène à l'état liquide et ne laisse plus subsister dans cette capacité qu'une tension bien inférieure à la tension atmosphérique. Parfois aussi, mais bien plus rarement, le condenseur, au lieu de recevoir un jet d'eau froide, est entouré d'une enveloppe dans laquelle circule un courant d'eau froide qui produit le même effet à travers les parois de ce condenseur, mais beaucoup plus lentement. Nous reviendrons plus tard sur ce mode de condensation que nous laisserons provisoirement de côté.

Dans la 1re disposition qui est représentée par ses lignes primitives dans la (fig. 24), le tuyau N débouche dans le condenseur F, et un tuyau terminé par une pomme d'arrosoir E y apporte l'eau froide nécessaire à la condensation. Il résulte de cette disposition, que le condenseur est toujours en libre communication avec la partie du cylindre opposée à celle qui reçoit la vapeur de la chaudière et que, en vertu de cette libre communication entre deux capacités dans lesquelles l'équilibre des tensions tend à s'établir très rapidement, le vide plus ou moins parfait du condenseur se propage dans le cylindre, ce qui diminue la pression qui agit en sens inverse du mouvement du piston et augmente le travail effectif que la vapeur à une tension déterminée, transmet à ce piston.

La condensation de la vapeur se reproduisant à chaque décharge dans le condenseur, ou à chaque coup de piston, ce condenseur serait bientôt plein de la vapeur condensée et de l'eau qui a servi à la condenser, s'il était sans issue. Il faut donc lui adjoindre un appareil quelconque capable d'en extraire les produits de la condensation à mesure qu'ils se forment,

et l'on emploie ordinairement pour cela, une pompe K qui communique avec lui par un tuyau G placé à leur partie inférieure. Cette pompe porte le nom de *pompe à air;* nous dirons tout à l'heure pourquoi.

Si la vapeur qui arrive dans le condenseur et l'eau qui sert à la condenser, étaient entièrement purgées d'air et de tout autre gaz permanent, la tension qui subsisterait dans le condenseur, après chaque condensation, serait celle qui correspond à la température de *l'eau de condensation* résultant du mélange de la vapeur condensée avec l'eau qui a servi à la condenser. Dans ce cas, le condenseur pourrait être débarrassé de son eau de condensation, sans l'intervention de la pompe à air; il suffirait de prolonger verticalement la capacité F toute ouverte par le bas, jusqu'à un réservoir d'eau inférieur, LR, placé à un niveau tel que la tension de la vapeur qui continuerait à subsister au-dessus du niveau *ux* que l'on fixerait à son gré, plus la colonne liquide *u*L, fissent équilibre à la pression atmosphérique. Il est clair que dans de telles conditions, toute condensation nouvelle qui tendrait à surélever le niveau *ux* et à remplir davantage la capacité F, produirait la sortie, par le bas de la colonne *u*L, d'une quantité d'eau exactement égale à celle qui serait arrivée par le haut; de plus, la quantité d'eau froide employée à produire la condensation d'un poids donné de vapeur, demeurant constante, la température de l'eau de condensation et la tension correspondante, dans le condenseur, seraient également invariables.

Ainsi, par exemple, si le poids de vapeur condensée et celui de l'eau injectée étaient tels que la température de l'eau de condensation fût de 42°, la tension dans le condenseur serait, d'après la table, de $0^m,061$ de mercure qui équivalent à $0^m,83$ d'eau à 0°, et il suffirait que la hauteur de la colonne liquide *u*L fût de $10^m,33 - 0^m,83 = 9^m,50$, quand la pression barométrique est de $10^m,33$ d'eau, pour que le niveau *ux* demeurât invariable malgré les condensations successives. Ce niveau *ux* serait choisi de façon que la capacité libre F fût suffisante pour que la gerbe d'eau froide pût s'y épanouir et effectuer rapidement la condensation. Nous avons négligé, dans ce calcul, la

diminution de densité de l'eau à 42°, mais elle était négligeable dans cette circonstance.

Dans les machines, l'évacuation du condenseur ne peut avoir lieu aussi simplement ; l'eau qui sert à former la vapeur dans la chaudière et l'eau froide introduite dans le condenseur, contiennent une quantité, plus ou moins grande, d'air et d'acide carbonique qui sont mis en liberté par l'action de la chaleur et par celle du vide qui existe dans le condenseur, et ces gaz non condensables, dans la disposition indiquée, s'accumuleraient au sommet de la colonne *u*L et feraient progressivement baisser le niveau *ux* jusqu'en LR en élevant la tension dans le condenseur jusqu'à la pression atmosphérique extérieure. A cette limite, tout le bénéfice de la condensation disparaîtrait et le condenseur ne serait plus qu'une cause de résistances passives.

C'est pour enlever ces produits gazeux, en même temps que l'eau de condensation, qu'il a fallu employer une pompe qui a reçu le nom de *pompe à air,* parce que l'air forme la plus grande partie des fluides non condensables qui ont obligé à l'employer.

S'il n'arrivait point de gaz permanents, dans le condenseur, et qu'au lieu de la colonne *u*L, on voulût employer une pompe pour enlever les eaux de condensation, il suffirait évidemment que la capacité utile de cette pompe, ou plutôt le volume engendré par son piston, fût égal au volume de l'eau de condensation provenant de deux injections dans le condenseur lorsque la machine est à double effet, et d'une seule injection quand cette machine est à simple effet. La tension, dans tout l'appareil, se réduirait à celle qui correspond, dans la table fondamentale, à la température de l'eau de condensation, quelle que fût l'étendue de cette capacité qui ne contiendrait plus qu'une quantité d'eau moyennement constante. Mais la présence des gaz permanents modifie gravement ce résultat et il faut, quand on veut que la tension dans le condenseur ne dépasse pas une certaine limite, que la pompe expulse non seulement les eaux de condensation, mais encore le mélange de gaz et de vapeur inséparable de la condensation.

Pour maintenir dans le condenseur, et par suite derrière le

piston à vapeur, l'abaissement de tension que l'on veut obtenir d'une manière permanente, il faut que le piston de la pompe à air emporte dans sa course montante et chasse par les soupapes de décharge S, S, la quantité d'eau due à deux injections dans le condenseur, si la machine est à double effet, ou due à une seule injection, si elle est à simple effet, plus la quantité de gaz permanents provenant de ces injections, plus enfin une petite quantité de vapeur à la tension correspondante à la température des eaux de condensation. Nous avons vu précédemment que la vapeur se dégage dans l'air comme dans le vide absolu, s'y établit approximativement à la même tension et que la tension du mélange est égale à la somme des tensions que posséderaient l'air et la vapeur s'ils existaient isolément dans la capacité.

Nous supposerons, dans ce qui va suivre, que la machine est à double effet, comme l'indique la figure, et que les pistons de la machine et de la pompe à air montent et descendent en même temps.

Si le piston de la pompe à air n'enlevait pas la totalité des produits gazeux que nous venons d'indiquer, dans chaque ascension, il y aurait accumulation successive de ces produits dans le condenseur et, bientôt, engorgement et augmentation considérable de tension derrière le piston moteur.

Il faut donc, dans tous les cas, lorsque la machine est en état de marche régulière, que la partie de la pompe à air qui se trouve au-dessus du piston, quand il commence sa course de bas en haut et qu'il ne laisse rien passer entre sa garniture et les parois du corps de pompe, ait reçu *exactement* la quantité de produits qui proviennent de deux condensations, eau et gaz permanents. Cette partie de la pompe à air constitue sa *capacité utile ;* le reste et le bas du condenseur jusqu'au niveau de la soupape G, demeurent toujours pleins d'eau et n'ont aucune influence sur le degré d'abaissement de tension que l'on obtient à l'aide de cette pompe.

La soupape G placée sur le tuyau de communication du condenseur avec la pompe à air, peut rester ouverte pendant la course montante seulement, ou pendant les deux courses,

sans rien changer à l'obligation que nous venons d'énoncer. Quelle que soit la période pendant laquelle elle laisse passer dans la pompe à air, les produits de la condensation qui y sont appelés par une différence de tension entre les deux capacités, ce sont d'abord les produits liquides qui franchissent le passage, puis, lorsque leur niveau s'est abaissé jusqu'en *ux*, les produits gazeux qui passent à leur tour et tout abaissement ultérieur du niveau dans le condenseur, devient impossible par suite de la libre communication de ces produits gazeux dans les deux capacités.

Pour que la tension du mélange de vapeur et d'air qui s'établit dans la région supérieure de la pompe à air, ne dépasse pas une certaine limite quand le piston est au bas de sa course et que les clapets H, H, se sont refermés, il faut évidemment que le volume engendré par ce piston soit suffisant pour contenir l'eau de condensation provenant de deux injections dans le condenseur, plus la quantité de gaz permanents apportés par ces deux injections, sans que la tension de ces gaz, augmentée par la présence d'un peu de vapeur d'eau à basse pression, dépasse la limite assignée. *C'est donc la grandeur du volume engendré par le piston de la pompe à air qui règle le maximum de la tension que les produits de la condensation établissent dans la capacité utile de cette pompe, pendant que cette capacité, au-dessus du piston, reste en communication avec le condenseur.* Plus ce volume est considérable, plus il y a de place offerte aux produits liquides et gazeux pendant la course descendante du piston, et moins est grande la tension que les produits gazeux sont obligés d'atteindre pour s'y loger en totalité.

Ainsi, pour chaque volume engendré par le piston de la pompe à air, la quantité de produits de la condensation demeurant constante, il y a un maximum de tension correspondant, dans la capacité utile de cette pompe, à la fin de la période de passage de ces produits au-dessus de son piston. Il en résulte qu'au même instant la tension dans le condenseur, vu la libre communication établie, ne l'emporte sur celle qui règne dans la pompe, que de la quantité correspondante à la différence des niveaux de l'eau dans les deux capacités, et que le maximum

de tension dans cette pompe avant la période de compression et d'expulsion des produits de la condensation, correspond à une certaine tension invariable dans le condenseur au même instant.

Plus tard, nous déterminerons ce volume de la capacité utile pour un maximum de tension déterminé dans la pompe à air et dans le condenseur, à l'instant où le piston de cette pompe va commencer sa course montante.

Comme la contrepression du piston moteur s'élève ou s'abaisse avec la tension dans le condenseur et cette dernière avec la tension dans la pompe à air, il est clair que plus le volume engendré par le piston de cette pompe, sera grand, plus la contrepression du piston moteur sera faible.

De la capacité du condenseur.

La rapidité avec laquelle se succèdent les courses du piston moteur et la grandeur de la communication entre le cylindre et le condenseur, pouvant avoir une influence considérable sur la valeur de la contrepression du piston moteur, nous examinerons cette question dans deux hypothèses différentes :

1° Dans l'hypothèse où les intervalles entre les courses de piston, seraient suffisants pour que la condensation d'une cylindrée de vapeur fût complète et l'équilibre des tensions établi entre le cylindre moteur et le condenseur, avant le commencement de la course suivante. Nous admettrons, de plus, que la communication entre le cylindre moteur et le condenseur est assez large ou la vitesse du piston assez faible, pour que la différence des tensions entre ces capacités, puisse être considérée comme négligeable.

Cette hypothèse ne se réalise jamais dans nos machines actuelles, mais il peut y avoir des circonstances dans lesquelles elle se réaliserait et il est nécessaire de l'examiner.

2° Dans l'hypothèse où l'écoulement de la vapeur du cylindre moteur dans le condenseur, se produirait pendant toute la course, de façon à maintenir une contrepression du piston mo-

teur, toujours supérieure à la tension du condenseur, et nous admettrons que les coups de piston se succèdent rapidement les uns aux autres. C'est là le cas ordinaire de la pratique et le plus important à analyser.

Nous pouvons faire observer, avant de commencer cette étude, que la tension de la vapeur dans les condenseurs comme en toute autre circonstance, ne dépend que de la température des eaux avec lesquelles elle est en contact et ne dépend nullement de l'étendue des capacités ; de sorte que, dans les appareils de condensation, cette partie de la tension qui y règne se trouve invariablement fixée par la température des eaux de condensation. On peut donc, dans la recherche des variations de tension qui résultent des variations de volume des condenseurs et pompes à air, négliger entièrement la tension des vapeurs et ne tenir compte que de la présence des gaz dits permanents.

On obtiendra toujours la tension totale en ajoutant à la tension des gaz pour certaines valeurs des capacités, la tension invariable de la vapeur, et les capacités qui correspondent à une tension minima ou maxima des gaz seront aussi celles qui correspondent à la valeur minima ou maxima de la somme des deux tensions.

1re Hypothèse d'un long intervalle entre les coups de piston. — On peut admettre dans cette hypothèse que le cylindre, pendant les intervalles de repos du piston, se refroidit jusqu'à la température du condenseur, afin de pouvoir négliger les variations de température qui n'auraient, dans tous les cas, qu'une très faible influence sur les résultats.

Nous supposerons d'abord que le clapet de communication entre le condenseur et la pompe à air, ne se soulève que pendant l'une des courses du piston de celle-ci.

Ce cas se présente lorsque la pompe à air est aspirante et foulante, à piston plein ou à cylindre plongeur, comme dans les (fig. 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33).

Lorsque les deux pistons arrivent au sommet de leur course,

(fig. 27), la pompe à air, si l'on fait abstraction du stock de liquide dont elle ne se débarrasse jamais, a reçu les produits liquides et gazeux de deux condensations. Il y règne alors cette tension maxima qui ne dépend que du volume engendré par son piston et dont nous avons parlé ci-dessus.

Le niveau de l'eau, dans le condenseur, s'est abaissé jusqu'en *ux*, et la tension dans ce condenseur l'emporte sur la tension dans la pompe à air, d'une quantité représentée par la différence des niveaux du liquide dans les deux capacités, si le clapet G n'a opposé par son poids, aucune résistance au passage des produits de la condensation. La tension dans le cylindre, au-dessus de son piston, est alors égale à celle qui règne dans le condenseur.

Avant que les deux pistons commencent à descendre, dans l'hypothèse admise, la soupape C s'ouvre et il se fait une nouvelle condensation. Avant cette condensation, un mélange de gaz et de vapeur à une tension un peu supérieure à celle de la pompe à air, occupait la capacité du condenseur comptée jusqu'aux soupapes de distribution du cylindre à vapeur. Après cette condensation, ce mélange de gaz et de vapeur se trouve augmenté de tous les produits liquides et gazeux d'une condensation, mais le tout, au lieu d'occuper seulement le volume du condenseur, occupe ce volume plus la capacité O du cylindre, et le niveau *ux* du liquide s'est élevé (fig. 28), de la quantité correspondante au volume d'eau provenant de cette condensation. Comme la capacité utile de la pompe à air est toujours plus petite que la capacité du cylindre à vapeur et que la tension dans le condenseur est plus grande que la tension dans la pompe à air qui contient les produits de deux condensations, il est clair que si les produits de la condensation qui vient de s'effectuer étaient confinés dans le cylindre à vapeur, la tension dans celui-ci, serait bien inférieure à la tension du condenseur. Il y aura donc, après cette condensation, un retour d'une certaine quantité d'air et de vapeur, du condenseur au cylindre à vapeur et un abaissement général de tension dans les capacités qui contiennent les produits de la condensation et qui sont en libre communication. L'équilibre une fois

établi, les deux pistons commenceront à descendre, la soupape G restera fermée par la tension rapidement croissante dans la pompe à air et, pendant cette course, les produits de deux condensations, contenus dans cette pompe, seront expulsés par la soupape *n* et le mélange d'air et de vapeur contenu dans le cylindre à vapeur sera progressivement refoulé dans le condenseur où la tension croîtra jusqu'à la fin de la course.

Cette course de haut en bas terminée, les pistons s'arrêteront et il se produira une seconde condensation dont les produits ne suffiront pas pour établir dans le cylindre une tension capable d'équilibrer la tension du condenseur où le niveau d'eau s'élèvera d'une nouvelle quantité égale à la première (fig. 30). Il y aura donc, au moment de cette deuxième condensation, un abaissement brusque de tension dans le condenseur, par suite du retour d'une partie du mélange de gaz et de vapeur qu'il contient, vers le cylindre à vapeur qui communique librement avec lui; puis, l'équilibre rétabli, les deux pistons commenceront leur course montante. Pendant cette course, la soupape G restera ouverte, l'espace occupé par les produits de condensation compris entre les deux pistons, diminuera d'un côté du volume engendré par le piston à vapeur, augmentera de l'autre, du volume engendré par le piston de la pompe à air, et comme le premier volume est plus grand que le second, la tension dans toute la capacité comprise entre ces deux pistons, croîtra depuis le commencement de cette course, jusqu'à la fin.

C'est à cette dernière époque que la tension doit avoir atteint la limite sous laquelle le volume engendré par le piston de la pompe à air, contient exactement les produits liquides et gazeux des deux condensions qui viennent de s'effectuer; les produits liquides ayant passé les premiers par la soupape G et les produits gazeux ayant passé ensuite aussitôt que le niveau de l'eau dans le condenseur s'est abaissé jusqu'en *ux*, un peu plus bas que le sommet de l'ouverture de la soupape G.

Toutes choses se trouvent alors dans l'état qui a servi de point départ à notre raisonnement et les mêmes phénomènes se reproduiraient indéfiniment, dans l'hypothèse que nous avons adoptée d'un long intervalle de repos entre les courses des pistons.

On voit, d'après cela, que plus le condenseur est grand, plus il contient de produits gazeux à une tension au moins égale à celle qui existe dans la pompe à air, à la fin de la course montante, et moins la tension y baisse à l'instant de la première condensation lorsqu'il envoie une partie des gaz qu'il contient, dans le cylindre à vapeur, pour établir l'équilibre des tensions. Le même phénomène se produit à l'instant de la 2me condensation ; mais aussi moins la tension s'y élève à la fin de la course descendante lorsque les produits gazeux d'une seule condensation s'y ajoutent aux produits qu'il contenait avant cette condensation, quand il était isolé du cylindre à vapeur. Quant à la tension qui y règne à la fin de la course montante, elle est toujours égale, quelle que soit sa capacité, à celle qui est néces saire pour loger les produits de deux condenseurs dans la pompe à air.

On peut tirer de là les conséquences suivantes :

1° Quelle que soit la capacité du condenseur, la tension y est invariable à la fin de la course montante des pistons ; elle ne dépend, à cette époque, que du volume engendré par le piston de la pompe à air.

2° Plus le condenseur est grand, toutes choses égales d'ailleurs, plus il contient de produits gazeux à la tension limite ainsi réglée, à la fin de la course montante, et moins la condensation qui se fait avant le commencement de la course descendante, y abaisse la tension, parce que l'accroissement proportionnel de volume par l'ouverture du cylindre moteur, y est moindre ; mais aussi, moins l'accroissement de tension est considérable pendant la durée de la course descendante, parce que la diminution proportionnelle de la capacité qui renferme les produits gazeux, par le mouvement du piston moteur, y est plus faible.

Si la capacité du condenseur se réduisait à zéro et que la condensation eût lieu dans le cylindre même, ce qui deviendrait obligatoire dans ce cas, la tension des produits gazeux de la condensation, s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles, s'élèverait jusqu'à l'infini, à la fin de la course descendante des deux pistons, et serait un minimum au commencement de cette course.

3° Un effet analogue se produit avant et pendant la course montante ; c'est-à-dire que plus le condenseur est vaste, toutes choses égales d'ailleurs, moins la tension y baisse par suite de l'ouverture du cylindre au moment de la condensation qui suit la course descendante, pour les mêmes raisons que ci-dessus ; mais pendant la course montante qui suit cette condensation, la tension n'augmente que jusqu'à la limite assignée par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air, quelle que soit la capacité du condenseur.

Donc, dans le cas purement hypothétique que nous avons adopté, d'un intervalle entre les coups de pistons, suffisant pour refroidir le cylindre jusqu'à la température des eaux de condensation, et d'une diffusion complète des gaz permanents dans la vapeur que contient tout l'espace accessible à ces gaz, l'abaissement de tension dans le condenseur, au commencement de chaque course, sera d'autant plus grand que le condenseur sera plus petit, et, en même temps, plus ce condenseur sera petit, plus la tension s'y élèvera pendant la dernière partie de la course descendante.

Il reste donc à déterminer la capacité que doit présenter le condenseur, dans chaque cas particulier, pour que la tension moyenne, pendant les deux courses, y soit un minimum ; parce que le travail résistant qui se produit derrière le piston en deux courses consécutives, est proportionnel aux contrepressions moyennes pendant ces deux courses et, comme elles ont même amplitude, proportionnel à la valeur moyenne de ces contrepressions moyennes. Le problème est difficile à résoudre d'une manière générale et rigoureuse, mais on peut, à l'aide de quelques considérations élémentaires et d'une méthode spéciale de tâtonnement que nous allons indiquer, arriver à une solution suffisamment approximative (fig. 27, 28, 29, 30).

Représentons par :

V''', le volume engendré par le piston moteur ;

V'', le volume du condenseur, compté depuis la ligne *ux* menée horizontalement un peu plus bas que la partie supérieure de la soupape G, jusqu'au piston à vapeur à la fin de sa course. C'est le volume utile du condenseur, le surplus demeurant invariablement plein d'eau ;

V', le volume des produits gazeux qui résultent de deux condensations successives, quand ils sont réunis à la partie supérieure de la pompe à air et que le piston de cette pompe commence sa course descendante pour les expulser ;

V, le volume des mêmes produits gazeux ramenés à la tension du condenseur, à la fin de la course montante. Ce volume est plus petit que V' puisque la tension du condenseur l'emporte, en cet instant, sur la tension dans la pompe à air, d'une quantité représentée par la différence des niveaux de l'eau dans les deux capacités ;

V_1, le volume d'eau provenant de deux condensations;

T_1, la tension des gaz dans la pompe à air, quand ils y occupent le volume V', à la fin de la course montante;

T, la tension de ces gaz dans le condenseur, à la fin de la course montante;

T', leur tension dans le condenseur, au commencement de la course descendante ;

T'', leur tension dans le condenseur, à la fin de la course descendante;

T''', leur tension dans le condenseur, au commencement de la course montante.

Remarquons d'abord que, pendant toute la durée du fonctionnement de l'appareil de condensation, le volume d'eau contenu dans le condenseur et dans la pompe à air, au-dessous de la ligne brisée *uxyz*, est invariable et sans influence sur les tensions qui pourront s'établir dans l'appareil.

Pendant la course montante du piston, le condenseur est toujours en libre communication avec la pompe à air et, à la fin de cette course, il est entré dans la pompe, à la suite du piston, un volume d'eau de condensation égal à V_1 et un volume de gaz égal à V' sous la tension T_1 ; c'est-à-dire les produits liquides et gazeux de deux condensations. Pendant ce temps, le niveau s'est abaissé, dans le condenseur, assez bas au-dessous de la partie supérieure de l'ouverture G, pour que les gaz puissent passer à la suite de l'eau, puis il s'est relevé jusqu'en *ux*, à peu près, quand le piston s'est arrêté. Les niveaux, en ce moment, sont indiquées dans la (fig. 27).

Dans cette position, et avant la condensation qui doit suivre, la tension dans le condenseur l'emporte sur la tension dans la pompe à air, d'une quantité représentée par la colonne d'eau de hauteur mx; cette différence de niveau dépend du rapport qui existe entre le diamètre et la course du piston, et aussi de la position que l'on donne à la pompe à air relativement au condenseur. Dans tous les cas, le volume V' des gaz à la tension T_1 que contient la pompe à air et qui proviennent de deux condensations, étant connu, on pourra trouver *à priori* le volume V qu'occuperait cette même quantité de gaz à la tension T dans le condenseur et à la même température.

C'est donc la tension invariable T_1 dans la pompe à air qui règle la tension également invariable T dans le condenseur, au même instant; leur différence étant toujours représentée par la tension qui correspond à la colonne d'eau mx.

Il résulte de là, qu'à la fin de la course montante des pistons, le condenseur renferme un volume V'' de gaz à la tension T, et qu'à partir de cet instant sa communication avec la pompe à air se trouve interrompue.

Il se fait alors une nouvelle condensation qui augmente la quantité de produits contenus dans le condenseur, du volume d'eau $\frac{V_1}{2}$ et du volume de gaz $\frac{V}{2}$, si on suppose ces gaz ramenés à la tension T, puisque deux condensations en fournissent un volume V à la même tension.

Le volume de gaz ramené à la tension T, en dehors de la pompe à air, sera donc $V'' + \frac{V}{2}$.

Mais en même temps la capacité dans laquelle ces gaz peuvent s'établir, a augmenté, d'un côté, de la capacité V''' du cylindre à vapeur, et a diminué, de l'autre, du volume $\frac{V_1}{2}$ de l'eau de condensation qui a été introduite dans le condenseur; de sorte que la capacité totale disponible devient

$$V'' + V''' - \frac{V_1}{2}.$$

Or, un volume de gaz $V'' + \frac{V}{2}$ à la tension T, passant au

volume $V'' + V''' - \frac{V_1}{2}$ sans changer de température, au moins nous le supposons, doit présenter, après le changement de volume qui précède immédiatement la course descendante, une tension T' égale à

$$T' = T \frac{V'' + \frac{V}{2}}{V'' + V''' - \frac{V_1}{2}}.$$

Pendant toute cette course descendante, la quantité de gaz contenue dans le cylindre et dans le condenseur, reste invariable et égale à $V'' + \frac{V}{2}$ quand ils sont ramenés à la tension T, mais la capacité qu'ils occupent diminue pendant toute la course et se trouve réduite à $V'' - \frac{V_1}{2}$ à la fin de cette course; la tension T'', dans le condenseur, sera donc, à la fin de la course descendante,

$$T'' = T \frac{V'' + \frac{V}{2}}{V'' - \frac{V_1}{2}}.$$

Avant que la course montante commence et lorsque le condenseur contient un volume de gaz $V'' + \frac{V}{2}$ quand ils sont ramenés à la tension T, il se fait une seconde condensation qui fournit un nouveau volume $\frac{V}{2}$ de gaz à la tension T et un nouveau volume $\frac{V_1}{2}$ d'eau de condensation, de sorte que l'on a, après cette condensation, un volume de gaz $V'' + V$ à la tension T, occupant une capacité égale à $V'' + V''' - V_1$. Les niveaux de l'eau, en cet instant, sont indiqués dans la (fig. 30).

La tension T''' dans le condenseur, au commencement de la course montante, sera donc :

$$T''' = T \frac{V''+V}{V''+V'''-V_1}.$$

A la fin de cette course montante, nous retrouvons la tension

T dans le condenseur et la tension T_1 dans la pompe à air, et tous les phénomènes que nous avons décrits se reproduisent identiquement.

En résumant nous avons, dans le condenseur :

Tension à la fin de la course montante

$$T;$$

Tension au commencement de la course descendante :

$$T' = T \frac{V'' + \frac{V}{2}}{V'' + V''' - \frac{V_1}{2}};$$

Tension à la fin de la course descendante :

$$T'' = T \frac{V'' + \frac{V}{2}}{V'' - \frac{V_1}{2}};$$

Tension au commencement de la course montante :

$$T''' = T \frac{V'' + V}{V'' + V''' - V_1}.$$

Les tensions dans le condenseur, pendant les phases principales d'une opération complète, sont donc exactement proportionnelles à la tension T qui règne dans ce condenseur à la fin de la course montante, c'est-à-dire à l'époque où les produits liquides et gazeux de deux condensations viennent de passer dans la pompe à air. On peut nommer cette tension T, *tension régulatrice du condenseur*.

Comme cette tension T dépend essentiellement de la tension T_1 qui règne au même instant dans la pompe à air, et qu'elle l'emporte toujours sur celle-ci de la quantité représentée par la différence mx des niveaux de l'eau dans les deux capacités, il en résulte que c'est cette tension T_1 et la hauteur mx qui règlent la tension T.

Cette tension T_1 peut aussi se nommer *tension régulatrice de la pompe à air*.

Quand on dispose les deux capacités de façon que l'eau s'y établisse au même niveau à la fin de la course montante, mx

devient nul et *la tension régulatrice du condenseur, égale à la tension régulatrice de la pompe à air.* Comme la tension T_1, dans cette dernière, dépend du volume engendré par son piston, c'est ce volume qui, toutes choses égales d'ailleurs, règle toutes les tensions qui s'établissent successivement dans le condenseur pendant les phases principales d'une opération.

Nous n'avons tenu compte, dans ces considérations, que de la présence des gaz non condensables et nous avons négligé celle de la vapeur qui les accompagne et dont la tension est toujours celle qui correspond à la température invariable des eaux de condensation. Il suffira, évidemment, d'ajouter cette tension de la vapeur, aux tensions, T_1 T, T', T'', T''' des gaz, pour obtenir les tensions totales dans le condenseur ou dans la pompe à air aux différentes époques indiquées, et comme elle est invariable, il en résulte que si l'on détermine les conditions dans lesquelles la moyenne des tensions des gaz pendant deux courses successives, est un *minimum,* en ne tenant compte que de la présence de ces gaz, le résultat conviendra également au mélange de gaz et de vapeur dans lequel la part de tension due à la vapeur est constante.

Pendant qu'une quantité invariable de gaz contenue dans l'appareil de condensation, passe d'un volume à un autre plus petit, sans changer sensiblement de température pendant une course des pistons, la tension, derrière le piston moteur, varie, à peu près, suivant la loi de Mariotte et l'on pourrait calculer le travail résistant de la contrepression à l'aide de la formule de détente isothermique, après avoir déterminé les volumes et les tensions aux deux extrémités de la course, mais cette méthode est laborieuse et nous regardons comme suffisamment exact d'adopter, pour toute la course, une contrepression du piston moteur, égale à la moyenne des tensions au commencement et à la fin de cette course.

La recherche des meilleures dimensions à donner à un condenseur, dans l'hypothèse que nous avons adoptée et qui ne peut être réalisée que dans des cas tout à fait exceptionnels, se trouve donc ramenée aux termes suivants :

Trouver la capacité du condenseur qui réduit à son minimum

la moyenne des tensions qui s'y produisent au commencement et à la fin de deux courses consécutives du piston moteur, en admettant que la contrepression qu'éprouve celui-ci soit toujours égale à la tension dans ce condenseur.

La méthode la plus élémentaire que l'on puisse employer, est évidemment la suivante :

On détermine à l'aide des formules qui précèdent, les tensions T_1, T, T', T'', T''' dans les conditions qui seront données par des considérations que nous exposerons plus tard, en supposant successivement au condenseur, des capacités différentes, et l'on adopte la capacité qui fournit la plus petite valeur moyenne de ces tensions pendant deux courses consécutives du piston moteur. Cette méthode s'appliquant, sans modifications, à tous les cas qui peuvent se rencontrer dans l'hypothèse adoptée, une application numérique suffira pour la faire comprendre.

Application numérique. — Déterminer la meilleure capacité du condenseur pour une machine dont le piston moteur engendre un volume de 2 mètres cubes par course, et le piston de la pompe à air un volume de $0^{m3},370$; dans laquelle le volume des eaux de condensation, pour deux coups de piston, est de $0^{m3},130$, de sorte que le volume réservé aux produits gazeux est de $0^{m3},240$. Le rapport de la course au diamètre de la pompe à air, est tel que l'eau de condensation, à la fin de la course montante, l'y élève jusqu'à $0^{m},30$ au dessus du clapet G; la température des eaux de condensation est de 38° ; enfin, si les produits gazeux qui résultent de deux condensations existaient seuls dans la capacité de $0^{m3},240$ qui leur est réservée dans la pompe à air, ils y établiraient une tension de 0,029 d'atmosphère.

Les eaux de condensation ayant une température de 38°, la vapeur qui sera mêlée aux gaz permanents, dans tout l'appareil de condensation, aura, d'après la table, une tension de $0^{atm.},065$, et cette tension sera invariable quelles que soient les variations de volume que subira le mélange.

D'après cela, la tension régulatrice totale dans la pompe à air, à la fin de la course montante du piston, sera de :

$$0^{\text{atm.}},029 + 0^{\text{atm.}},065 = 0^{\text{atm.}},094.$$

Comme, d'autre part, la tension dans le condenseur, en ce moment, doit l'emporter sur la tension dans la pompe à air, d'une quantité correspondante à une colonne d'eau de $0^{\text{m}},30$ de hauteur, qui équivaut à

$$1^{\text{atm.}} \frac{0^{\text{m}},30}{10^{\text{m}},33} = 0^{\text{atm.}},029\,,$$

la tension régulatrice totale, dans le condenseur, sera de

$$0^{\text{atm.}},094 + 0^{\text{atm.}},029 = 0^{\text{atm.}},123\,.$$

Sur cette dernière tension régulatrice totale, $0^{\text{atm.}},065$ seront dus à la présence de la vapeur, et $0^{\text{m}},058$ à la présence des gaz permanents.

C'est cette dernière tension, que nous avons représentée par T, qui règlera la tension des gaz permanents pendant toutes les phases de l'opération.

D'un autre côté, comme le volume qu'occupent les gaz dus à deux condensations, à la tension de $0^{\text{atm.}},029$ dans la pompe à air, est de $0^{\text{m}^3},240$ à la fin de la course montante des pistons, il doit avoir été dans le condenseur où ces gaz sont soumis à une tension de $0^{\text{atm.}},058$, de $0^{\text{m}^3},240 \frac{0,028}{0,058} = 0^{\text{m}^3},120$. C'est le volume représenté par V dans les expressions générales.

Il est possible, à l'aide de ces valeurs, de trouver maintenant les tensions dans le condenseur pour un volume quelconque V'' de ce condenseur et des tuyaux de communication avec le cylindre moteur, comptés jusqu'au piston à la fin de sa course.

Nous avons, dans le cas dont s'agit :

V'''=2 mètres cubes ; V=0,120 mètre cube ; V_1=0,130 mètre cube et $T = 0^{\text{atm.}},058$.

En substituant ces valeurs dans les expressions générales, elles fournissent :

$$T = 0^{\text{atm.}},058\,; \quad T' = 0^{\text{atm.}},058 \frac{V'' + 0^{\text{m}^3},06}{V'' + 1^{\text{m}^3},935}\,;$$

$$T'' = 0{,}058\,\frac{V''+0^{m^3},06}{V''+0{,}065}\,; \quad \text{et} \quad T''' = 0{,}058\,\frac{V''+0^{m^3},120}{V''+1^{m^3},870}\,;$$

et en donnant successivement, à V'', différentes valeurs comprises entre deux limites quelconques, par exemple $0^{m^3},100$ et $1^{m^3},500$, on obtient les résultats que nous avons inscrits dans le tableau placé au verso de cette page.

On voit par ce tableau et par la forme des expressions générales qui ont servi à déterminer les tensions :

1° Que la capacité de condenseur qui fournit la plus petite contrepression moyenne pendant les deux courses du piston moteur, est d'environ $0^{m^3},500$; on pourrait déterminer plus exactement encore la valeur de cette capacité, à l'aide de quelques tâtonnements sur des chiffres voisins de $0^{m^3},500$.

2° Que pour des volumes plus petits que $0^{m^3},500$, la contrepression augmente d'abord lentement, puis plus rapidement à mesure que le volume V'' diminue.

3° Que pour des volumes supérieurs à $0^{m^3},500$, la contrepression moyenne augmente également, et ce n'est que lorsque V'' devient infini, qu'elle reste invariable et toujours égale à la tension régulatrice. Toutes les tensions deviennent alors :

$$0^{atm.},058\,\frac{\infty}{\infty} = 0,^{m}058\,;$$

les termes finis dans la fraction du deuxième membre des expressions générales, devenant négligeables relativement à la valeur infinie de V''.

Si la pompe à air, au lieu d'être placée comme dans les (fig. 27, 28, 29, 30), eût été placée horizontalement comme dans la (fig. 31), de façon que le même niveau pût s'établir dans le condenseur et dans la pompe à la fin du passage des gaz d'une capacité dans l'autre, la même *tension régulatrice* se fût établie dans les deux capacités et la totalité des produits gazeux eût trouvé place dans la pompe à air, en réduisant dans celle-ci, le volume mis à leur disposition, à $0^{m^3},120$ au lieu de $0^{m^3},240$; cette modification n'aurait rien changé dans les tensions déterminées ci-dessus. Dans cette disposition relative des deux

Volume V″ du Condenseur, compté depuis le clapet de retenue jusqu'au piston moteur à la fin de sa course.	EN ATMOSPHÈRE. — **Tension dans le condenseur,** *au commencement et à la fin de chaque course.* C.C.M. commencement de la course montante. F.C.M. fin de la même course. C.C.D. commencement de la course descendante. F.C.D. fin de cette course.	En Atmosphère. — TENSIONS moyennes pendant une course.	En Atmosphère. — MOYENNES générales des Tensions pendant les deux courses.
$V'' = 0^{m3}100$	C. C. M. — T‴ = 0,00647 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,00456 F. C. D. — T″ = 0,26514	0,03223 0,13485	0.08354
$V'' = 0^{m3}150$	C. C. M. — T‴ = 0,00750 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,00584 F. C. D. — T″ = 0,14329	0,03275 0,07456	0,05365
$V'' = 0^{m3}200$	C. C. M. — T‴ = 0,00896 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,00706 F. C. D. — T″ = 0,11170	0,03348 0,05938	0,04643
$V'' = 0^{m3}250$	C. C. M. — T‴ = 0,01010 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,00823 F. C. D. — T″ = 0,09720	0,03405 0,05271	0,04338
$V'' = 0^{m3}300$	C. C. M. — T‴ = 0,01120 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,00930 F. C. D. — T″ = 0,08880	0,03460 0,04905	0,04182
$V'' = 0^{m3}400$	C. C. M. — T‴ = 0,01329 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,01142 F. C. D. — T″ = 0,07964	0,03564 0,04553	0,04058
$V'' = 0^{m3}500$	C. C. M. — T‴ = 0,01517 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,01334 F. C. D. — T″ = 0,07467	0,03658 0,04400	0,04029
$V'' = 0^{m3}750$	C. C. M. — T‴ = 0,01926 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,01749 F. C. D. — T″ = 0,06858	0,03863 0,04303	0,04083
$V'' = 1^{m3}000$	C. C. M. — T‴ = 0,02263 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,02094 F. C. D. — T″ = 0,06575	0,04036 0,04484	0,04260
$V'' = 1^{m3}500$	C. C. M. — T‴ = 0,02790 F. C. M. — T = 0,05800 C. C. D. — T′ = 0,02630 F. C. D. — T″ = 0,06304	0,04295 0,04467	0,04381

parties de l'appareil, la tension régulatrice T s'abaisserait à $0^{atm.},029$ au lieu de $0^{atm.},058$, si la pompe à air conservait la capacité que nous lui avons assignée.

Toutes les considérations que nous venons de présenter sur l'action des pompes à air à piston plein se mouvant dans un cylindre ouvert par le haut, sont rigoureusement applicables aux pompes à cylindre plongeur (fig. 32, 33), et aux pompes du système indiqué (fig. 31) ; toutes ces pompes produisent exactement les mêmes effets et l'influence de leur position relativement à celle du condenseur, est rigoureusement la même.

Supposons maintenant, tout en conservant l'hypothèse d'un long intervalle entre les courses des pistons, que la machine soit à *simple effet,* du système représenté par la (fig. 15) et que le tuyau de décharge F de cette machine débouche dans un condenseur muni d'une pompe à air conforme à celle qui est représentée par la (fig 27). Nous admettrons, de plus, que les pistons montent et descendent en même temps et que la soupape E du condenseur (fig. 15) reste fermée pendant la course montante de ces pistons.

Dans ce système de machine, le travail moteur et la décharge de la vapeur dans le condenseur, se produisent pendant la course descendante. Pendant la course montante, la vapeur contenue dans le cylindre, presse également les deux faces du piston et il n'y a aucune communication entre le cylindre et le condenseur.

Il résulte de ce mode d'action de la vapeur, que pendant la course montante du piston de la pompe à air, celle-ci doit recevoir les produits liquides et gazeux d'une condensation, que pendant sa course descendante, la communication entre la pompe à air et le condenseur est interrompue et que, pendant cette dernière période, il se produit une condensation dont les produits occupent, au commencement de la course, la capacité du condenseur plus celle du cylindre, conjointement avec les produits gazeux restés dans le condenseur. A la fin de la course, la totalité de ces produits sera confinée dans le condenseur

compté jusqu'au piston moteur et jusqu'à la soupape d'équilibre.

A la fin de la course montante des deux pistons, la pompe à air aura reçu les produits liquides et gazeux d'une condensation et ces derniers y établiront une tension qui dépendra du volume engendré par le piston de cette pompe.

A cette époque, la tension des gaz qui occuperont toute la capacité utile du condenseur jusqu'à la soupape qui peut l'isoler du cylindre, sera la même que celle qui règne dans la pompe à air, si l'eau s'est établie au même niveau dans les deux capacités, comme dans la figure (31), ou sera plus grande que celle-ci de la quantité correspondante à la différence des niveaux du liquide, si ce liquide se trouve plus élevé dans la pompe à air, comme dans la figure (27).

Avant le commencement de la course descendante, la soupape placée entre le condenseur et la pompe à air, se ferme, et il se fait une condensation. Les produits de cette condensation quand ils seront confinés dans la pompe à air, y produiront une tension qui sera plus faible ou, au plus, égale à celle des produits restés dans le condenseur, et comme la communication qui s'ouvre entre le condenseur et le cylindre, leur offre un espace beaucoup plus considérable que le volume de la pompe à air, ils n'y établiraient qu'une tension bien inférieure à celle de la pompe à air et, par suite, inférieure à celle qui règne déjà dans le condenseur, s'ils restaient isolés dans le cylindre. Il résulte de là que, pendant cette condensation, il y aura un retour de produits gazeux du condenseur vers le cylindre à vapeur, jusqu'à ce que l'équilibre s'établisse entre les deux capacités, et que plus le condenseur sera grand, plus il contiendra de gaz à la tension la plus élevée, et plus il en passera dans le cylindre avant que l'équilibre s'établisse.

La tension dans le cylindre, ou la contrepression du piston moteur, au commencement de la course descendante, sera donc d'autant plus grande que le condenseur sera plus vaste.

Mais, d'un autre côté, plus le condenseur sera petit, plus la tension y deviendra considérable à la fin de cette course descendante, parce qu'alors il devra contenir tous les gaz qu'il

contenait à la fin de la course montante, plus les produits liquides et gazeux de la condensation qui vient de s'effectuer.

On voit d'après cela que, dans ce système d'appareil, plus le condenseur est petit, plus la contrepression du piston moteur pendant sa période de travail utile, est faible au commencement de la course et plus elle est considérable à la fin de cette course.

On peut appliquer ici la méthode de tâtonnement que nous avons exposée ci dessus, à la détermination du volume que doit offrir le condenseur, pour que la contrepression moyenne du piston soit réduite à son minimum.

A défaut de ce tâtonnement que nous ne ferons pas, on peut observer qu'en faisant le condenseur très grand relativement à la pompe à air, les produits liquides et gazeux d'une condensation, qui y pénètrent et en sortent successivement, n'y produiraient plus que de faibles variations de tension et que la contrepression du piston moteur deviendrait à peu près constante et peu supérieure à la tension régulatrice déterminée par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air.

Supposons encore que, dans cette même machine à simple effet, les deux pistons se meuvent alternativement au lieu de monter et descendre en même temps. Dans ce cas, les produits d'une condension pénètrent dans le condenseur, puis passent dans la pompe à air, pendant la course utile du piston moteur, et le condenseur reste sans communication avec les capacités voisines pendant la course montante de ce piston, qui correspond à la course descendante du piston de la pompe à air.

A la fin de la course descendante du piston moteur, les produits de la condensation qui s'est effectuée avant cette course, sont refoulés dans le condenseur et une égale quantité de produits a passé dans la pompe à air. La tension dans le condenseur est alors égale ou un peu supérieure à celle qui existe dans cette pompe si l'eau s'y est élevée plus haut que dans ce condenseur ; c'est le moment où se manifeste la tension régulatrice dans les deux capacités, et celle-ci ne dépend, toutes choses

égales d'ailleurs, que du volume engendré par le piston de la pompe à air et nullement de la capacité du condenseur.

Le condenseur étant resté sans communication avec les capacités voisines, pendant la course montante du piston moteur, la tension régulatrice du condenseur reste invariable pendant cette période, de sorte que la condension qui précède la descente de ce piston moteur, trouve cette tension régulatrice dans ce condenseur.

Au moment de cette condensation, ses produits liquides et gazeux se mélangent avec ceux qui existaient dans le condenseur, mais au lieu d'occuper ensemble la capacité de ce condenseur, seulement, ils peuvent occuper cette capacité plus celle du cylindre moteur. Comme ce dernier est plus grand que la pompe à air dont la capacité peut contenir les produits d'une condensation, sans que la tension y dépasse la tension régulatrice, il est clair que la tension dans le cylindre et dans le condenseur, sera plus faible que celle qui existait dans le condenseur avant cette condensation. Il y aura donc retour du condenseur vers le cylindre, d'une partie des gaz que contenait le premier, pour rétablir l'équilibre qui ne sera réalisé qu'à une tension d'autant plus élevée que le condenseur sera plus grand ou qu'il contenait plus de gaz à la tension régulatrice.

Ainsi, la tension dans le condenseur, à la fin de la course descendante du piston moteur, étant toujours égale à la tension régulatrice, quelle que soit la capacité du condenseur, et la tension au commencement de cette course étant d'autant plus faible que ce condenseur est plus petit, il est évident que celui-ci doit être le plus petit possible pour réduire au minimum la contre-pression moyenne du piston moteur pendant sa course utile.

Ce résultat ne s'applique qu'au cas de courses en sens inverse du piston moteur et du piston de la pompe à air.

Il est évident, du reste, que la contre-pression moyenne du piston moteur baisserait à mesure que le volume engendré par le piston de la pompe à air deviendrait plus grand, et que le minimum de capacité du condenseur ne peut descendre au-dessous de ce qui est nécessaire pour contenir les produits

liquides de la condensation qui s'effectue avant la course montante du piston de la pompe à air, et pour permettre l'épanouissement du jet d'eau froide qui produit la condensation.

2me Hypothèse. — Nous supposerons maintenant que la pompe à air, a un piston muni de soupapes, comme dans la (fig. 24), que les clapets de décharge sont placés sur le couvercle de cette pompe, que tous ces clapets, G, S, H, se soulèvent sous le moindre effort, et nous conserverons encore l'hypothèse d'un long intervalle entre les coups de pistons.

Avant la condensation qui précède la course montante des deux pistons, et avant que cette course commence, la région supérieure de la pompe à air a reçu tous les produits liquides et gazeux qui proviennent de deux condensations, car la machine est supposée à double effet. La tension régulatrice dans cette pompe, n'est alors inférieure à la tension régulatrice du condenseur, que de la quantité correspondante à la différence de niveau, mx, de l'eau dans les deux capacités.

Après la condensation qui précède cette course montante, et lorsque la diffusion des gaz permanents est complète dans toute la capacité disponible qui comprend le cylindre moteur, il y a une diminution de tension dans le condenseur, quoi qu'il contienne un volume $\frac{V_1}{2}$ d'eau de condensation de plus qu'avant l'opération, parce que l'ouverture du cylindre a augmenté la capacité disponible d'une quantité plus grande que celle qui eût été nécessaire pour contenir les nouveaux produits en les maintenant à la même tension que les anciens. La (fig. 26) indique les niveaux de l'eau à l'instant où commence la course montante.

Pendant cette course montante, la quantité de produits contenus dans le condenseur, dans le cylindre au dessus du piston et dans la pompe à air au dessous de son piston, est invariable, mais cette capacité totale diminue plus rapidement par le mouvement du piston moteur, qu'elle n'augmente par le

mouvement du piston de la pompe à air ; il y a donc augmentation continuelle de tension entre les deux pistons.

A la fin de cette course, le niveau de l'eau est redescendu jusqu'en *ux* dans le condenseur, figure (25), le volume d'eau $\frac{V_1}{2}$ a passé dans la pompe à air et il reste, dans cette dernière, un volume $V' + \frac{V_1}{2}$ occupé par les produits gazeux dont la tension n'a pas encore atteint son maximum *(les mêmes quantités sont représentées par les mêmes lettres que dans la première hypothèse).*

Lorsqu'ensuite la deuxième condensation s'est accomplie, avant le commencement de la course descendante, il y a, pour les raisons déjà exposées, un abaissement de tension dans le condenseur et les gaz placés sous le piston de la pompe à air pourraient réagir et repasser en plus ou moins grande quantité, ainsi que l'eau, dans le condenseur, si le clapet G n'existait pas; mais s'il existe, et c'est le cas le plus ordinaire, il retiendra les produits dans la pompe à air où ils seront maintenus à une tension invariable, et les empêchera d'élever ainsi plus ou moins la tension du condenseur ; puis la course descendante commencera. Pendant cette course, l'espace occupé par les produits de la condensation, diminue par le mouvement du piston moteur, leur tension augmente et quand elle est devenue suffisante dans le condenseur, elle fait passer dans la pompe, en soulevant le clapet G, un nouveau volume $\frac{V_1}{2}$ d'eau et la quantité de produits gazeux qui complètent la quantité que le piston doit emporter et expulser dans sa course montante.

Tous ces produits liquides et gazeux ont passé par les soupapes HH du piston pendant sa descente et se trouvent, à la fin de la course, dans la région supérieure de la pompe, où ils s'établissent à la tension nécessaire pour que la totalité des produits gazeux des deux condensations, y trouvent place. Toutes choses se retrouvent alors dans l'état indiqué par la figure (24) et les deux tensions régulatrices dans le condenseur et dans la pompe à air se trouvent rétablies ; les mêmes phénomènes se reproduisent ensuite indéfiniment.

Si le clapet G n'existait pas, et qu'il y eût réaction vers le condenseur avant la course descendante, tous les produits rentrés dans ce condenseur seraient de nouveau refoulés dans la pompe à air avec les produits de la nouvelle condensation et, à la fin de cette course, toutes choses seraient ramenées dans le même état que lorsque le tuyau de communication est muni de ce clapet.

On voit, par cette analyse des différentes phases de la condensation, que la tension, quelle que soit la capacité du condenseur, atteint son maximum, dans tout l'appareil, à la fin de la course descendante des pistons ; qu'en aucune circonstance, elle ne peut dépasser ce maximum réglé par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air et qui est indépendant de la capacité du condenseur, et que la tension moyenne sera d'autant plus faible que les abaissements de tension au commencement des deux courses, seront plus prononcés. Or ces abaissements de tension seront d'autant plus grands qu'il restera moins de produits gazeux dans le condenseur à l'instant de l'ouverture du cylindre moteur ou, en d'autres termes, que le condenseur sera plus petit ; nous pourrons donc poser le principe suivant :

Si la condensation était absolue et la diffusion des gaz, parfaite entre deux coups de piston, dans les machines à double effet qui ont une pompe à air du système aspirant élévatoire ; si le clapet de retenue et tous les autres clapets de la pompe, pouvaient être soulevés par le moindre effort, le condenseur devrait être le plus petit possible pour que la contre-pression moyenne du piston moteur fût la plus faible possible.

Nous ferons ici la même réflexion que ci-dessus : La capacité du condenseur devrait toujours être suffisante pour contenir les produits liquides qui doivent y séjourner avant leur passage dans la pompe à air, et pour permettre l'épanouissement de la gerbe d'eau froide qui doit effectuer la condensation.

Enfin, la limite supérieure de la tension étant réglée par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air, et cette tension maxima se manifestant au moment où ce piston est au bas de sa course, il est évident que cette pompe devrait être placée

horizontalement, comme la pompe foulante dont il a été question précédemment, afin que l'eau de condensation y pût entrer par son poids et non sous l'action d'un excédant de tension régulatrice dans le condenseur ; on obtiendrait ainsi un vide plus parfait avec le même volume engendré par le piston de la pompe à air.

On peut tirer de toutes les considérations qui précèdent, une conséquence assez importante : c'est que dans les appareils de condensation munis d'une pompe à air du système aspirant et foulant, la *tension régulatrice dans le condenseur*, réglée par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air et par la position qu'elle occupe relativement au condenseur, représente le minimum des tensions qui se manifestent dans cette dernière capacité ; tandis que lorsque la pompe à air est du système aspirant élévatoire avec clapets sur le piston, cette tension régulatrice représente le maximum de ces tensions, pendant les différentes phases d'une opération. On obtient donc une contrepression moyenne du piston moteur, toutes choses égales d'ailleurs, plus faible avec cette dernière pompe à air qu'avec la première.

Supposons maintenant, contrairement à l'hypothèse admise jusqu'à présent, que les clapets G et H, H, (fig. 24, 25, 26, 27), au lieu de se soulever sous le moindre effet, présentent une certaine résistance au soulèvement.

Dans ce cas, comme dans les précédents, il faut qu'en marche régulière, il ait passé dans la pompe à air, quand le piston a achevé sa course d'aspiration sur le condenseur, toute la quantité de produits liquides et gazeux dus à deux condensations, sans quoi il y aurait bientôt engorgement dans le condenseur. Mais alors la tension régulatrice dans ce condenseur doit l'emporter sur la tension régulatrice dans la pompe à air, d'une quantité dépendante de la différence de niveau de l'eau dans les deux capacités, et de l'effort nécessaire pour soulever les clapets.

Ainsi, par exemple, si la différence des niveaux de l'eau est de $0^m,30$ et si la soupape G exige, pour être soulevée, un effort équivalent à une colonne d'eau de $0^m,20$ de hauteur, la différence des tensions régulatrices, dans le cas correspondant à la (fig. 27), sera représentée par une colonne d'eau de $0^m,50$ de hauteur et, dans le cas correspondant à la (fig. 24), par une colonne d'eau de $0^m,70$ de hauteur, si les soupapes H, H opposent la même résistance au soulèvement que la soupape G. Ces différences des tensions régulatrices équivalent, dans le 1er cas, à $0^{atm.},053$ et, dans le 2me à $0^{atm.},072$.

Si les résistances représentées par ces colonnes d'eau, n'existaient pas, les produits de la condensation s'établiraient à la même tension dans les deux capacités et, pour obtenir la même tension régulatrice dans le condenseur, le volume engendré par le piston de la pompe à air, pourrait être plus petit.

On peut tirer de là la conséquence qui suit :

Dans les machines à condensation, la résistence du clapet de retenue de la pompe à air et celle des clapets du piston de cette pompe quand elle est aspirante élévatoire, agissent exactement comme une diminution du volume engendré par le piston et augmentent la contrepression moyenne derrière le piston à vapeur.

Il serait facile, à l'aide des considérations précédentes, de déterminer l'accroissement de tension dans le condenseur, qui résulterait d'une résistance donnée du clapet de retenue et des soupapes du piston de la pompe à air, mais nous reviendrons encore sur ce sujet, un peu plus loin.

De la capacité du condenseur dans les applications.

Les circonstances dans lesquelles nous venons d'examiner l'influence de la capacité du condenseur sur la contrepression moyenne du piston moteur, ne sont point celles qui se présentent dans les applications ordinaires, et les résultats généraux auxquels nous sommes arrivés, ne doivent être regardés que comme les expressions théoriques de phénomènes qui ne se réalisent jamais entièrement, mais de l'accomplissement des-

quels on pourrait se reprocher d'autant plus que les coups de pistons se succéderaient à de plus longs intervalles et qu'on laisserait plus de temps entre deux courses, pour compléter la condensation et la diffusion des gaz permanents dans les capacités en communication directe; ou bien encore, que l'on accélérerait davantage cette condensation et cette diffusion par des dispositions d'appareil particulières et appropriées au résultat que l'on se propose d'atteindre.

Dans les machines ordinaires, la condensation n'est point instantanée, la tension de la vapeur mêlée à l'air n'est pas celle qui correspond à la température des eaux de condensation, dans toute l'étendue des capacités en libre communication, et la diffusion des gaz permanents n'est pas complète. Le plus souvent, il n'y a aucun intervalle appréciable entre les coups de piston, et la condensation se fait dans le condenseur, non *avant* mais *pendant* la course du piston moteur, même dans les machines où il y a suspension complète du mouvement à la fin de chaque course, comme dans certaines machines d'épuisement, parce qu'on n'ouvre la communication entre le cylindre et le condenseur qu'à l'instant où le piston se met en marche, ou très peu avant, afin de ne pas refroidir ce cylindre par le contact de la vapeur à basse pression ou à basse température.

Il résulte de ce mode de fonctionnement que, pendant toute la course du piston moteur, la vapeur passe du cylindre dans le condenseur; que la tension de cette vapeur dans ce cylindre, quoiqu'elle ne contienne qu'une faible proportion de gaz permanents, reste constamment supérieure à la tension du mélange de gaz et de vapeur renfermé dans le condenseur, nonobstant la forte proportion de ces gaz permanents qui lui sont apportés par le jet continu d'eau froide; que cet excès de pression de la vapeur qui arrive dans le condenseur, ne permet à aucun des produits gazeux qui y affluent, de pénétrer dans le cylindre, et que l'abaissement de tension générale dans toute la capacité disponible avant la course, que nous avons admis dans les hypothèses précédentes, est impossible et se transforme, au contraire, en accroissement de tension.

Nous allons examiner l'influence de la capacité du condenseur

sur la tension moyenne qui s'y établit, dans ces nouvelles conditions de marche et pour les diverses dispositions de pompes à air que nous avons admises ci-dessus.

Supposons d'abord la pompe à air du système aspirant et foulant, (fig. 27, 28, 29, 30), le clapet de retenue G n'offrant aucune résistance au soulèvement, la machine à double effet, et la condensation s'effectuant par un jet non interrompu d'eau froide, pendant chaque course du piston moteur.

Pendant la durée de chacune de ces courses, que le clapet de retenue G soit soulevé, ou non, la vapeur et l'eau froide arrivent simultanément dans le condenseur, et la tension de la vapeur dans le cylindre moteur, est constamment supérieure à la tension du mélange de vapeur et de produits gazeux que contient ce condenseur ; mais cet excès de tension dans le cylindre est variable. Au commencement de la course, la vapeur qui vient de produire son travail et qui est encore à une tension plus ou moins élevée, passe très rapidement dans le condenseur et y arrive en bien plus grande quantité qu'à la fin, et comme l'eau froide qui sert à la condenser arrive à peu près uniformément, il en résulte que le poids d'eau froide appliquée à la condensation est plus petit, relativement au poids de vapeur à condenser, au commencement de chaque course qu'à la fin, et que la température des eaux de condensation, ainsi que la température correspondante de la vapeur qui continue à subsister dans le condenseur, doivent décroître pendant toute la durée d'une opération. D'autre part, les gaz permanents qui arrivent en grande majorité avec l'eau froide, puisque la vapeur qui vient du cylindre n'en contient que la quantité correspondante au volume d'eau qui a servi à la former, s'accumulent, pendant toute la course, dans le condenseur, et doivent, si la soupape G est fermée, y produire un accroissement de tension rendu plus rapide encore par l'arrivée progressive des eaux de condensation qui diminuent la capacité que ces gaz peuvent occuper dans le condenseur où ils sont maintenus par le courant continu de vapeur venant du cylindre.

Si la soupape G est ouverte, ces produits gazeux pourront

passer avec les eaux de condensation, dans la pompe à air, pendant que le piston de celle-ci s'élève, et il en résultera une diminution plus ou moins considérable, de l'accroissement de tension qui, dans le cas de fermeture de la soupape G, résultait de leur accumulation progressive dans le condenseur.

La tension dans le condenseur, pendant la durée d'une course, est donc dépendante de deux causes qui agissent constamment en sens inverse quand la soupape G est fermée, c'est-à-dire pendant la course descendante du piston de la pompe à air. La première est la température des eaux de condensation et la tension correspondante de la vapeur, qui décroissent d'une manière continue pendant toute la course, effet qui est encore aggravé par le défaut d'instantanéité dans la condensation, lequel est d'autant plus nuisible que la course est plus rapide; la seconde est l'accumulation progressive d'une quantité croissante de gaz permanents, dans une capacité qui diminue, ce qui tend à relever la tension pendant toute la durée de la même course.

Il est vrai que lorsque la soupape G est soulevée, c'est-à-dire pendant la course montante du piston, l'espace offert aux nouveaux produits de la condensation, dans la pompe à air, peut suffire, et au-delà, pour neutraliser l'accroissement de tension des gaz dont nous venons de parler, mais il n'a aucune influence sur le maximum de tension de la vapeur au commencement de la course, lequel ne dépend que de la température des eaux de condensation en cet instant.

Supposons, pour rendre plus évidents les résultats que nous venons d'énoncer, que l'on condense dans une capacité de $0^{m3},500$, d'abord entièrement vide, $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$, à l'aide d'une injection continue et uniforme de $23^{kil.}$ d'eau froide à 10°; que l'eau contienne $\frac{1}{18}$ de son volume de gaz permanents à la tension atmosphérique, et qu'au commencement de l'opération, le rapport du poids de vapeur qui arrive dans la capacité au poids d'eau injectée, soit comme 1 : 15 au lieu de 1 : 23 rapport définitif à la fin de l'opération. Nous admettrons, de plus, que la vapeur est introduite sous tension constante de

$1^{atm.}$, dans la capacité, pendant toute la durée de l'injection.

Nous avons vu dans le premier article consacré à la condensation envisagée au point de vue de la chaleur qu'il faut enlever à la vapeur pour la condenser (page 212), que cette quantité de chaleur pouvait être représentée, dans le cas qui nous occupe, par l'expression (E) que voici :

$$Q = a\,(606{,}5 + 0{,}305\,.\,t - Apu - t') + AT_r.$$

Q, est la quantité de chaleur à enlever à la vapeur,

t, la température de cette vapeur,

t', la température après la condensation,

Apu, la chaleur externe de $1^{kil.}$ de cette vapeur,

AT_r, la chaleur correspondante au travail d'introduction de la vapeur dans le condenseur,

a, le poids de vapeur à condenser.

Dans le cas qui nous occupe,

$$t = 100^\circ\ ;\ Apu \text{ d'après la table} = 40^{cal.},2\ ;\ a = 1^{kil.}$$

Quant à AT_r, le volume de $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$ étant de $1^{m^3},6494$ et la tension de 10333 par mètre carré, la quantité de chaleur correspondante au travail d'introduction dans la capacité, sera :

$$AT_r = \frac{1{,}6494\,.\,10333}{425} = 40^{cal.},2.$$

Il viendra donc :

$$Q = 1\,(637 - 40{,}2 - t') + 40{,}2 = 637^{cal.} - t'.$$

Pour que l'eau froide enlève cette quantité de chaleur à la vapeur, il faut que sa température s'élève de 10° à t'.

On aura donc, pour la proportion de 1 à 15,

$$637 - t' = 15\,(t' - 10)\ ; \qquad \text{d'où } t' = 49^\circ,19.$$

Pour la proportion de 1 à 23,

$$637 - t' = 23\,(t' - 10)\ ; \qquad \text{d'où } t' = 36^\circ,12.$$

La tension correspondante à 49°,19, température des eaux de condensation dans le premier cas, est d'après M. Regnault, de $0^{atm.},12$ environ.

Celle qui correspond à 36°,12, est de $0^{atm.},06$ très approximativement.

La capacité occupée par les produits gazeux, à la fin de l'opération, sera de :

$$0^{m^3}500 - 0^{m^3},024 = 0^{m^3},476 ;$$

et les $\frac{0^{m^3},024}{18}$ de gaz permanents à la température de 10° et à la tension atmosphérique, quand ils seront portés à la température de 36°,12 et qu'ils occuperont un volume de $0^{m^3},476$, présenteront une tension T donnée par l'expression

$$\frac{0^{m^3},024}{18}\left(\frac{273^\circ + 36^\circ,12}{273^\circ + 10^\circ}\right)\frac{1^{atm.}}{T^{atm.}} = 0^{m^3},476 ;$$

d'où $$T = 0^{atm.},0036.$$

Ainsi la tension du mélange de gaz et de vapeur, à la fin de la condensation, ne serait que de

$$0^{atm.},06 + 0^{atm.},0036 = 0^{atm.},0636,$$

tandis qu'au commencement, la tension de la vapeur seule s'élèverait à $0^{atm.},12$, qui seraient encore augmentés par la présence des gaz qui ont déjà pénétré dans la capacité, mais dont les données de la question n'indiquent pas la quantité.

Ces renseignements théoriques sont confirmés par l'expérience; la tension mesurée directement sur un condenseur est toujours plus grande à l'instant de la décharge qu'à la fin de la course du piston et, quand on place sur ce condenseur, vers sa partie supérieure, un thermomètre, il indique une température constamment supérieure à celle des eaux de condensation expulsées par la pompe à air. Ce dernier phénomène tient encore, du reste, à une autre cause : comme le thermomètre est soumis, pendant la durée d'un coup de piston, à l'action de la vapeur qui arrive du cylindre et à l'action des eaux destinées à produire la condensation, et que ses variations sont loin d'être instantanées, il oscille légèrement autour d'une température moyenne toujours supérieure à celle des eaux de condensation, à cause de la haute température de la vapeur affluente qui ne se condense pas instantanément en arrivant dans la capacité.

Dans les circonstances ordinaires de la pratique, il y a, comme nous venons de le dire, un accroissement brusque de tension dans le condenseur, qu'il soit, ou non, en communication avec la pompe à air, au commencement de chaque course, ce qui est dû à l'influence prépondérante de la température des eaux de condensation, et aussi à celle du défaut d'instantanéité de la condensation; puis un décroissement jusqu'à la fin, malgré l'arrivée continuelle de nouveaux gaz permanents. Il pourrait cependant arriver, si le condenseur était très petit et le clapet G fermé, que l'accumulation de ces gaz fût suffisante pour contrebalancer la diminution de tension provenant du refroidissement progressif de l'eau de condensation. Ainsi, dans l'exemple que nous avons choisi tout à l'heure, la tension de la vapeur seule, au commencement de l'opération, est de $0^{\text{atm.}},12$, tandis qu'à la fin, elle n'est plus que de $0^{\text{atm.}},06$; il suffirait donc que l'espace livré aux produits gazeux, dans ce dernier instant, fût tel qu'ils y établissent une tension de $0^{\text{atm.}},06$ pour que la diminution de tension ne s'y produisît pas. Nous négligeons ici la petite quantité de gaz permanents qui ont pu pénétrer dans la capacité dès le début de l'opération.

Cet espace E serait donné par l'expression :

$$E = \frac{0,024}{18}\left(\frac{273+36^\circ,12}{273+10^\circ}\right)\frac{1^{\text{atm.}}}{0^{\text{atm.}},06} = 0^{\text{m}^3},024\ ;$$

à quoi il faudrait ajouter le volume, $0^{\text{m}^3},024$, que doivent occuper les eaux de condensation; soit en tout $0^{\text{m}^3},048$.

Le volume devrait être un peu plus petit pour réaliser cette hypothèse de l'égalité des tensions totales au commencement et à la fin de l'opération, parce nous avons négligé la petite quantité d'air introduite dès le début de cette opération.

Au-dessus du volume qui égalise les tensions totales, la tension deviendrait plus faible à la fin de l'opération qu'au commencement; au-dessous de ce volume, la tension serait, à la fin, plus considérable qu'au début.

Il est clair, d'après cela, que pour obtenir dans le condenseur, la tension moyenne la plus faible possible, pendant la période du mouvement où le clapet de retenue G est fermé, il

faut que ce condenseur soit le plus grand possible. La présence des produits liquides et gazeux qui y restent à l'instant où commence cette période du mouvement, ne peut infirmer ce résultat, puisque l'effet qu'ils produisent équivaut à une diminution de sa capacité.

Dans la période du mouvement pendant laquelle le clapet G est ouvert, les choses se passent différemment. A l'instant où commence l'injection de vapeur venant du cylindre, la tension s'élève dans le condenseur, par suite de la présence de nouvelles vapeurs à la tension correspondante à la température des nouvelles eaux de condensation ; la tension de ces vapeurs s'ajoute à celle des gaz permanents contenus dans la capacité et dont la quantité s'accroît un peu ; puis, à mesure que le piston de la pompe à air s'élève, la fraction de la tension générale due à la vapeur, diminue, l'eau de condensation passe dans la pompe et, à sa suite, le mélange de gaz et de vapeur.

Négligeons, pour un instant, l'influence de l'excès de hauteur de l'eau dans la pompe à air, excès qui disparaît dans la disposition indiquée par la (fig. 31). Si l'espace offert aux produits gazeux sous le piston, à la fin de la course, est précisément celui qui est nécessaire pour maintenir leur tension invariable pendant toute cette course, nonobstant l'arrivée continuelle de nouveaux gaz, la tension baissera dans le condenseur, de la quantité correspondante à la diminution de tension de la vapeur seule, par suite du refroidissement des eaux de condensation. Si l'espace est plus petit, la tension générale baissera moins rapidement dans le condenseur, parce que la tension des gaz permanents augmentera, celle de la vapeur restant ce qu'elle était dans le cas précédent ; et si l'espace est plus grand, la tension générale baissera plus vite. Si cet espace offert aux produits gazeux sous le piston, était assez petit pour que la tension de ces gaz augmentât pendant la course, d'une quantité équivalente à l'abaissement de tension de la vapeur, l'abaissememt général de tension ne se produirait plus, au moins pendant cette course, et au-dessous de cette limite, il se transformerait en accroissement.

Cela signifie évidemment que le volume engendré par le

piston de la pompe à air, demeurant constant, la tension générale dans le condenseur baissera d'autant plus rapidement, pendant la course montante, qu'il sera plus petit; mais il faut observer que la fraction de cette tension générale qui est due à la vapeur, est invariable, et que la diminution de capacité du condenseur n'agit que sur la fraction qui est due aux gaz permanents; de sorte que, dans les considérations qui vont suivre, nous pourrons négliger la partie de la tension générale due à la vapeur, puisque celle-ci ne dépend que de la température des eaux de condensation et nullement de la capacité du condenseur.

La diminution continue de tension des gaz permanents, que nous venons de constater pendant la course montante du piston, et qui est d'autant plus rapide que le condenseur est plus petit, amène toujours finalement la tension, à l'instant où le clapet G se ferme, au degré convenable pour que, sous cette tension, la totalité de ces produits gazeux dus à deux condensations, trouvent place dans la pompe à air, sans quoi il y aurait bientôt engorgement du condenseur. C'est donc à la fin de la course montante qu'a lieu le minimum de tension qui ne dépend pas de la capacité du condenseur, mais de celle de la pompe à air. Si le clapet de retenue se ferme à cette époque, l'arrivée de nouveaux gaz permanents relèvera immédiatement leur tension dans le condenseur jusqu'au commencement de la course montante qui suivra. Si, au commencement de la course descendante, l'injection brusque de nouvelles vapeurs dans le condenseur, oblige le clapet à rester ouvert pendant une très petite fraction de cette course, il pourra passer encore dans la pompe à air, une petite quantité d'eau et de produits gazeux complétant la somme de produits de toute nature que le piston doit expulser pendant le reste de cette course descendante et qui sont en quantité égale à la totalité des produits divers de deux condensations.

Dans la pratique, ce dernier effet ne se produit presque jamais, parce qu'il faut à l'injection de vapeur dans le condenseur, un certain temps pour y établir l'excès de pression nécessaire pour rouvrir ou maintenir ouvert, le clapet G, et

que pendant ce temps, la descente du piston de la pompe à air a suffisamment comprimé les produits gazeux placés dessous, pour que la tension de ceux-ci s'oppose au soulèvement de ce clapet.

On voit, d'après cela, que le décroissement de tension dans le condenseur, pendant la course montante, ne peut jamais faire descendre cette tension au-dessous d'une limite que détermine le volume engendré par le piston de la pompe à air, et que si la diminution de capacité du condenseur accélère le décroissement de la tension pendant cette course montante, ce n'est que parce qu'elle augmente la tension maxima ; de sorte que la tension moyenne, pendant cette course, est d'autant plus faible que le condenseur est plus grand, comme pendant la course descendante.

On peut donc poser le principe suivant :

Dans les machines ordinaires à double effet et à condensation, dans lesquelles la pompe à air est du système aspirant et foulant, avec piston plongeur ou autre, la capacité du condenseur doit être la plus grande possible, pour que la tension moyenne s'y élève le moins possible au-dessus de la tension régulatrice qui détermine le minimum des tensions et qui est réglée elle-même par la grandeur du volume engendré par le piston de la pompe à air.

Le défaut d'instantanéité dans la condensation des vapeurs qui arrivent dans le condenseur avec plus d'abondance au commencement de la course des pistons, qu'à la fin, ne fait que corroborer ce principe, car il est évident que l'arrivée d'un poids déterminé de gaz et de vapeur, dans une capacité qui en contient déjà une certaine quantité, y élèvera d'autant moins la tension que cette capacité sera plus grande.

Si elle était infinie, la tension y serait invariable et égale à la tension régulatrice correspondante au volume engendré par le piston de la pompe à air, parce que l'arrivée et la sortie successives d'une même quantité de produits dans une telle capacité, n'y produiraient que des variations insensibles de tension, et parce que la haute température des eaux de condensation au commencement de chaque injection, et la tension correspondante des vapeurs, seraient sans influence et dispa-

raîtraient dans la masse d'eau, de gaz et de vapeur à plus basse température qui séjourneraient constamment dans l'appareil.

Lorsque, comme dans les figures (27, 32), l'eau s'élève dans la pompe à air, à la fin de la course montante, plus haut que dans le condenseur, et que le clapet de retenue offre une certaine résistance au soulèvement, la tension minima dans le condenseur l'emporte sur la tension régulatrice de la pompe à air, d'une quantité correspondante à la différence des niveaux de l'eau, augmentée de la résistance propre du clapet. Ainsi pour un excédant de hauteur d'eau de $0^m,30$ dans la pompe à air, et une résistance de clapet équivalente à une colonne d'eau de $0^m,20$ la tension minima dans le condenseur l'emporterait de $\frac{0^m,50}{10^m,333} = 0^{atm.},048$ sur la tension régulatrice dans la pompe à air, et les effets de cette disposition seraient exactement les mêmes que si, cette différence des tensions n'existant pas, le volume engendré par le piston de la pompe à air se trouvait réduit de la quantité nécessaire pour que les produits de deux condensations y établissent la tension qui règne dans le condenseur lorsque la différence que nous venons de supposer, existe.

Les dispositions indiquées par les figures (31, 33) sont donc préférables aux autres et le clapet de retenue doit être placé de façon à se soulever sous le moindre effort possible.

Dans la pratique, on ne peut donner aux condenseurs des dimensions excessives, à cause du prix et des difficultés de construction, et à cause des rentrées d'air extérieur auxquelles ils sont d'autant plus exposés qu'ils sont plus grands ; mais nous pensons que l'on pourrait, avec avantage, augmenter leur volume ordinaire en les plongeant dans la bâche qui reçoit l'eau froide destinée à la condensation, afin de prévenir les rentrées d'air extérieur.

Les considérations théoriques développées ci-dessus pourraient donner une idée approximative du bénéfice que l'on réaliserait par cet agrandissement d'une partie de l'appareil de condensation, et ce bénéfice augmenterait encore à mesure que

les courses des pistons se succéderaient plus rapidement, parce que les parcelles de vapeur qui, faute de temps, échappent à la condensation, produisent de moindres excédants de tension dans une grande capacité que dans une petite.

L'accroissement de tension qui, au commencement de chaque décharge de vapeur dans le condenseur, est dû à l'influence prédominante de la haute température des eaux de condensation, pourrait disparaître en partie si l'eau froide arrivait en plus grande quantité dans ce condenseur à l'instant où commence la course du piston moteur qu'à la fin de cette course, au lieu d'arriver à peu près uniformément pendant toute la durée de l'opération. Il suffirait, pour cela, de régler l'injection par une prise de mouvement sur une des pièces mobiles de la machine, au lieu d'employer le robinet actuel à ouverture invariable ; de plus, il conviendrait de disposer l'appareil de façon à multiplier le plus que possible les points de contact de la vapeur et de l'eau froide, affluentes, afin qu'aucune parcelle de vapeur, passant du cylindre dans le condenseur, n'échappât à l'action directe de cette eau froide sans toutefois créer de résistance notable à ce passage. Il est clair que ces dernières mesures seraient d'autant plus nécessaires que le condenseur serait plus petit et les coups de piston plus rapprochés.

Passons à l'examen de l'influence de la capacité du condenseur, dans les appareils de condensation munis d'une pompe à air du système aspirant élévatoire représenté par les fig. (24, 25, 26). Nous admettrons d'abord que les clapets G et H, H, n'opposent aucune résistance au soulèvement.

Lorsque le piston de la pompe à air se trouve au bas de sa course (fig. 24), la région supérieure de cette pompe doit contenir tous les produits liquides et gazeux de deux condensations, qu'il faut expulser pendant la course montante.

Si la capacité du condenseur était nulle et que la condensation s'effectuât directement dans la pompe à air, sous le piston, pendant cette course montante, la pompe à air, à la fin de cette même course, contiendrait seulement les produits liquides et gazeux d'une condensation ; puis, pendant la course descen-

dante, les clapets H, H, restant soulevés, les produits de la deuxième condensation passeraient dans la région supérieure de la pompe pendant cette deuxième condensation, pour y compléter la tension que nous avons nommée *régulatrice*.

La tension régulatrice correspondante au volume engendré par le piston, serait donc un maximum et se manifesterait au début de la course montante, et si l'on fait abstraction des accroissements momentanés de tension dus à l'influence prépondérante de la température des eaux de condensation au commencement de chaque course, la tension propre des produits gazeux sera un maximum au commencement de cette course montante, parce que c'est l'instant où ils sont en plus grande quantité dans la pompe à air et où ils y occupent le moindre volume.

Si la condensation, au lieu de s'effectuer directement dans la pompe à air, se fait dans un condenseur, ce condenseur, au début de la course montante, sera plein de gaz à une tension au moins égale à la tension régulatrice de la pompe à air, et une partie des gaz qu'il renferme passera dans la pompe pendant la course montante, avec les produits d'une condensation qui, seuls, sont insuffisants pour établir dans cette pompe une tension égale à la tension régulatrice, lorsque le piston aura achevé sa course montante. La réserve de produits gazeux dans le condenseur, ne peut donc servir qu'à augmenter la tension moyenne dans la pompe à air pendant la course montante et, par suite, la tension moyenne dans le condenseur qui est en communication avec elle. Pendant la course descendante, la tension des gaz remontera vers la tension régulatrice qui sera atteinte à la fin de cette course.

Il est clair, d'après cela, en faisant abstraction de la présence des vapeurs dont l'influence est invariable, que plus le condenseur sera grand, ou plus il contiendra de gaz à la fin de la course descendante, plus il en refoulera vers la pompe à air pendant la course montante pour rétablir l'équilibre entre les deux capacités, et plus cet équilibre se réalisera sous une tension élevée; c'est-à-dire, plus la tension générale dans l'appareil de condensation sera grande pendant cette course montante et

au commencement de la course descendante, sans rien changer à la tension qui doit exister à la fin de cette dernière course.

On peut donc admettre le principe suivant :

Dans les machines à double effet, à condensation, dans lesquelles la pompe à air a la forme aspirante élévatoire qui peut, à la rigueur, dispenser du clapet de retenue G, le condenseur doit être théoriquement et dans l'hypothèse d'une condensation très rapide, le plus petit possible, pour que la tension y descende le plus bas possible au-dessous de la tension régulatrice dépendante du volume engendré par le piston de la pompe à air, et cette tension régulatrice devient la tension la plus élevée qui puisse régner dans ce condenseur.

Pour le même volume engendré par le piston, cette pompe maintient dans le condenseur, une tension moyenne inférieure à celle que l'on obtient des pompes à piston foulant dans lesquelles le clapet de retenue est indispensable, et les deux dispositions conduisent aux résultats contraires suivants :

Avec la pompe aspirante et foulante, la tension régulatrice qui ne dépend que du volume engendré par le piston, représente la tension minima, et la tension maxima s'élève d'autant plus que le condenseur est plus petit.

Avec la pompe aspirante élévatoire, la tension régulatrice représente théoriquement la tension maxima, et la tension minima s'abaisse d'autant plus que le condenseur est plus petit. Si, dans ce dernier cas, le condenseur est réduit à zéro, la tension minima devient celle que les produits d'une seule condensation peuvent établir dans la pompe à air quand ils en occupent toute la capacité ; c'est la limite inférieure des tensions possibles. Nous négligeons ici l'influence des retards de condensation sur laquelle nous reviendrons plus tard.

Dans les deux dispositions, l'agrandissement progressif du condenseur, ramène les diverses tensions vers la tension régulatrice qui devient invariable pendant toutes les phases de l'opération, quand ce condenseur devient infiniment grand.

Les pompes foulantes, quand elles sont à piston plongeur, jouissent du précieux avantage de laisser la garniture du piston sous les yeux du mécanicien qui peut la resserrer et supprimer

les fuites, quand elle se dérange, sans qu'il faille pour cela suspendre le mouvement de la machine motrice.

Quand on emploie ces pompes foulantes, il faut les disposer de façon que le clapet de retenue soit recouvert des eaux de condensation pendant le refoulement, pour empêcher les produits gazeux de rentrer dans le condenseur lorsque ce clapet ferme mal l'orifice qu'il recouvre, sans toutefois créer une différence bien sensible de niveau entre les deux capacités en communication.

L'effet de cette différence de niveau, dans les appareils avec pompe du système aspirant élévatoire, est le même que dans ceux qui sont munis d'une pompe foulante; il équivaut à une diminution du volume engendré par le piston de la pompe à air et se mesure de la même façon. Dans ce cas, il produit un accroissement de la tension régulatrice dans le condenseur, équivalent à une colonne d'eau d'une hauteur égale à cette différence de niveau, de sorte que la meilleure disposition que l'on puisse donner à ces pompes est celle qui est indiquée (fig. 35).

Lorsque le clapet de retenue, s'il y en a un, et les clapets du piston exigent un certain effort pour être soulevés, ils produisent encore le même effet qu'un excédant de hauteur d'eau dans la pompe, et l'accroissement de tension dans le condenseur qu'ils occasionnent, se mesure par la colonne d'eau qui serait nécessaire pour les soulever.

Dans la pratique, la capacité du condenseur ne peut descendre au-dessous de certaines limites, malgré la continuité du passage des produits de la condensation dans la pompe à air lorsqu'elle est du système aspirant élévatoire, parce que la gerbe d'eau froide qui sert à condenser la vapeur, doit s'épanouir librement dans un certain espace pour que la condensation se fasse convenablement, parce que la pomme d'arrosoir qui termine le tuyau d'injection ne doit jamais être recouverte par les eaux de condensation et parce qu'un retard dans la condensation, lorsque la capacité est très petite, peut produire un accroissement momentané de tension, très considérable. Watt, dans ses machines à basse pression et à condensation, donnait à cette capacité environ les $\frac{2}{9}$ du volume du cylindre

moteur lorsque le poids de l'eau froide était au poids de vapeur à condenser, dans le rapport de 24 ou 25 à 1, et quand la machine fonctionnait sans détente sous la tension de 1,5 à 2 atmosphères absolues ; de plus toutes ses pompes à air étaient du système aspirant élévatoire. Depuis, les constructeurs ont fréquemment appliqué cette règle, sans modification, à toutes sortes de machines et de pompes à air, ce qui a été la cause d'un grand nombre de mécomptes. Nous poserons plus tard quelques règles pour déterminer la capacité de ces condenseurs en rendant compte de toutes les influences qui doivent être prises en considération dans cette détermination et dont nous venons d'exposer une partie.

Dans le résumé de la théorie du condenseur, nous appliquerons les mêmes considérations à la recherche des meilleures dimensions à leur donner, quand ils appartiennent à des machines à simple effet.

Lorsque les machines sont munies d'une pompe à air à double effet, comme celle qui est représentée (fig. 36), ou de toute autre fonctionnant d'après le même principe, et qu'il y a une condensation pour chaque course du piston, chacune de ces courses amène dans la pompe, la totalité des produits d'une condensation et tout se passe comme dans les machines à simple effet pendant la période d'admission dans la pompe à air, lorsque le piston de celle ci est plein et que la condensation s'effectue pendant cette période ; sauf qu'ici les opérations se succèdent plus rapidement et qu'il n'y a plus de période de repos dans le condenseur.

On peut donc donner au condenseur, dans ce cas, un plus faible volume que lorsque la pompe est à simple effet, à moins que les condensations ne se succèdent avec une grande rapidité, ce qui obligerait à augmenter cette capacité qui, dans cette dernière hypothèse, n'est jamais trop grande, quand on sait éviter les rentrées d'air extérieur.

Les pompes de cette espèce produisent, évidemment, le même vide moyen que deux pompes aspirantes élévatoires à simple effet, de mêmes dimensions, agissant successivement sur le même condenseur, et le volume engendré par leur piston dans

chaque course, ne doit être que la moitié du volume qu'il devrait engendrer si la pompe était à simple effet.

Si, dans ce cas comme dans tous ceux qui précèdent, le nombre de courses de piston de la pompe à air était différent du nombre de courses du piston moteur, il est évident que, pour obtenir *moyennement* le même degré de vide dans le condenseur, celui-ci et la pompe à air devraient avoir la même capacité que si les pistons désignés ci-dessus fournissaient le même nombre de courses dans le même temps et qu'il arrivât dans le condenseur, pendant chacune de ces courses, le même poids de vapeur et d'eau froide que celui qui y arrive effectivement pour le nombre réel de courses du piston moteur qui ont lieu pendant une course du piston de la pompe à air.

Au lieu d'employer les pompes à mouvement du piston rectiligne et alternatif, pour débarrasser le condenseur des produits de la condensation, on pourrait se servir, dans le même but, des pompes rotatives dont la disposition est généralement calquée sur celles qui ont été proposées pour machines à vapeur à rotation directe. Ainsi, par exemple, si un condenseur était mis, par le bas, en communication avec le tuyau D de la machine de Joseph Ève (fig. 22), et que le cylindre A garni de ses trois dents qui font office de pistons, tournât sous l'action d'une force motrice, dans le sens indiqué par les flèches, les produits de la condensation, appelés dans la pompe d'une manière continue par le tuyau D, en seraient chassés par le tuyau E. Pour maintenir, dans le condenseur, un degré de raréfaction déterminé, à l'aide d'un semblable appareil, il suffirait évidemment que le volume engendré par les dents y, ou celui qu'elles offrent entr'elles aux produits de la condensation, pendant deux courses du piston moteur, fût égal au volume qu'offrirait à ces produits, dans le même temps, une pompe à air à mouvement alternatif, calculée pour obtenir le même degré de raréfaction. La capacité du condenseur serait également déterminée d'après les règles que nous poserons plus

tard, en observant qu'un telle pompe agirait exactement sur les produits de la condensation comme la pompe à double effet dont nous avons parlé tout à l'heure.

Nous indiquerons, dans le résumé général de la théorie des condenseurs que nous venons d'exposer, les dimensions pratiques qu'il convient de donner à ces condenseurs, relativement au volume des eaux de condensation qu'ils doivent recevoir, et relativement à la tension que possèdent les vapeurs dans le cylindre moteur, au début de l'échappement.

Des condenseurs à surface.

Il y a déjà longtemps que, dans certaines machines, surtout dans celles qui font mouvoir les navires, on a remplacé le condenseur ordinaire dont nous venons de nous occuper, par un condenseur dans lequel la condensation de la vapeur qui sort du cylindre moteur, est effectuée par l'eau refroidissante, sans que celle-ci se mélange à la vapeur. Dans ces appareils, la vapeur arrive dans des capacités ou conduits à surface externe très développée et continuellement en contact avec l'eau froide qui se renouvelle à mesure qu'elle s'échauffe en s'emparant de la chaleur mise en liberté par la vapeur qui se condense.

La vapeur ainsi condensée par refroidissement extérieur est ensuite renvoyée à la chaudière par la pompe alimentaire; de sorte que s'il n'y avait point de pertes de vapeur ni d'eau à travers les joints de la machine prise dans son ensemble, cette machine fonctionnerait indéfiniment avec la même eau.

L'un des principaux motifs qui ont engagé à remplacer l'ancien mode de condensation, par celui-ci, est le suivant :

Quand la pression, dans les machines marines, ne dépasse pas $2^{atm.},75$, les dépôts qui peuvent être si considérables dans les chaudières alimentées par l'eau de mer, sont restreints dans une forte proportion et peuvent encore être atténués par des évacuations périodiques d'une petite partie du contenu de ces chaudières, prise dans les régions où ces dépôts s'accumulent de préférence ; mais quand on dépasse cette tension, l'eau se

dépouille presque entièrement des substances qu'elle tient en dissolution, dès son entrée dans les chaudières, et ces dépôts deviennent assez considérables pour entraver la vaporisation et accélérer la détérioration de ces chaudières. L'emploi du condenseur à surface qui permet de fonctionner toujours avec la même eau ou, tout au moins, avec une très faible alimentation d'eau nouvelle pour réparer simplement les pertes, a permis d'élever la tension dans les chaudières, d'augmenter la détente et de prévenir, dans une forte proportion, les dépôts qui se forment dans ces chaudières.

Les avantages que nous venons d'indiquer sont bien moins grands dans les machines de terre ferme alimentées avec de l'eau douce, quoiqu'il y ait des circonstances où les eaux dont on peut disposer contiennent assez de substances calcaires en dissolution pour pouvoir être assimilées aux eaux de mer, dans une certaine mesure.

Le condenseur à surface se compose généralement d'une grande caisse hermétiquement fermée, dans laquelle on a placé une quantité considérable de petits tubes en bronze ou en cuivre rouge fixés par leurs extrémités sur des plaques d'assemblage, comme les tubes des chaudières de locomotive. Chaque plaque d'assemblage forme une paroi d'une chambre que traverse l'eau ou la vapeur avant de s'engager dans les tubes et après qu'elles les ont traversés.

Quelquefois la caisse n'a qu'un compartiment, d'autres fois elle en a 2, 3 et même 4 isolés les uns des autres et contenant, chacun, leur faisceau de tubes. Ces compartiments sont mis en communication les uns avec les autres par des conduits spéciaux, de façon qu'ils soient traversés successivement par l'eau froide et par la vapeur que celle-ci doit condenser.

La circulation de l'eau et de la vapeur, dans ces appareils, peut s'effectuer de deux manières. Dans certains condenseurs, la vapeur passe par les tubes et l'eau froide à l'extérieur, dans la caisse qui les contient ; dans les autres, c'est l'eau froide qui traverse ces tubes et la vapeur est déchargée dans l'espace environnant qui devient le condenseur effectif. Dans le premier cas, les tubes sont placés verticalement, ou légèrement inclinés,

pour qu'ils se débarrassent aisément de l'eau de condensation ; dans le second, ils se placent horizontalement et sont généralement disposés en quinconce. Quand les tubes sont verticaux, la vapeur les franchit en un seul trajet et la caisse ne contient qu'un seul faisceau de ces tubes ; quand ils sont horizontaux, ces tubes sont partagés en deux, trois ou quatre faisceaux que l'eau froide parcourt successivement, et qui sont placés dans des compartiments différents mis en communication par de larges ouvertures.

Les condenseurs dans lesquels la décharge de vapeur venant des cylindres moteurs se fait dans les tubes, sont peu employés, quoiqu'ils présentent l'avantage de permettre le nettoyage de ces tubes sans les démonter, en y passant, tout simplement, un écouvillon ; parce que l'expérience a démontré qu'ils exigent une plus grande surface réfrigérante et un plus grand volume d'eau froide de circulation, pour produire le même degré de vide. Cela résulte, probablement, de ce que les parois de la caisse n'agissent pas, dans ce cas, comme surface réfrigérante, de ce que les tubes n'offrent qu'un seul parcours et sont fort inégalement utilisés à cause de la tendance des fluides à passer de l'ouverture d'entrée à l'ouverture de sortie par le plus court chemin, et de ce que le renouvellement de l'eau froide en contact avec la surface réfrigérante n'est pas assez rapide.

Dans les condenseurs à tubes horizontaux et à parcours multiple, le courant plus rapide de l'eau froide dans les tubes favorise le passage de la chaleur et les changements plus ou moins brusques dans la direction des courants favorisent la diffusion des fluides dans toutes les parties de l'appareil et produisent une utilisation plus uniforme de toute la surface réfrigérante. Malheureusement, dans ces condenseurs, le nettoyage des dépôts graisseux que la vapeur condensée abandonne à la surface des tubes, devient extrêmement difficile et oblige à un démontage périodique de l'appareil ; puis le travail de circulation de l'eau froide y est plus considérable que dans l'autre disposition.

Malgré ces inconvénients dont le premier, surtout, est considérable, on préfère généralement dans la marine cette disposition à la première parce qu'il est plus facile d'y obtenir un

bon vide, ce qui augmente l'effet utile des machines et diminue la quantité de combustible à brûler pour un trajet déterminé.

On a pu constater aussi que lorsque c'est la vapeur qui passe dans les tubes, la chambre de vapeur, ou la capacité dans laquelle s'opère la condensation, se réduisant presqu'au volume intérieur des tubes, devient insuffisante, ce qui produit les fâcheux effets que nous avons précédemment signalés dans les condenseurs trop petits ; puis la vapeur, à son entrée dans ces tubes, passe à l'état vésiculaire avant condensation parfaite, et comme elle n'est point contrariée dans son parcours unique, elle se dépouille difficilement de ses particules liquides, ce qui retarde sa condensation.

Avec la vapeur autour des tubes, la chambre de vapeur, ou condenseur proprement dit, est plus grande ; elle peut même être aussi grande qu'on le veut, en écartant les tubes en conséquence ; de sorte que l'on peut obtenir une capacité suffisante pour que, dès le début de la décharge de vapeur, celle-ci subisse une notable diminution de tension, même avant sa condensation ; puis cette vapeur se heurtant successivement à la périphérie des tubes, se dépouille rapidement des parcelles liquides qu'elle contient et se condense plus vite. Enfin, cette disposition permet l'injection directe de l'eau froide dans la capacité qui contient la vapeur, soit pour réfroidir un condenseur dans lequel la température deviendrait trop élevée par suite d'une mauvaise transmission de chaleur à travers des surfaces trop chargées de dépôts, soit pour fonctionner avec la condensation par injection directe de l'eau froide, en cas d'avarie des tubes. Dans ce dernier cas, l'eau d'injection divisée par les tubes sur lesquels elle tomberait, agirait avec beaucoup d'efficacité, et le condenseur à surface se trouverait presque instantanément transformé en condensateur à injection directe, sans aucun démontage et, pour ainsi dire, sans suspendre le mouvement de la machine. Ceci ne pourrait avoir lieu si la vapeur circulait dans les tubes.

En thèse générale, la vapeur et l'eau, dans ces appareils, doivent circuler en sens inverse, pour que l'eau à la plus haute température ait à agir sur la vapeur la plus chaude qui se trouve à l'entrée du condenseur.

Quand les tubes sont verticaux, la vapeur arrive par le haut et l'eau par le bas, pour s'échapper ensuite par la partie supérieure de la caisse qui renferme ces tubes ; c'est la disposition qui fournit la condensation la plus complète, mais non la plus rapide. Il faut alors que les tuyaux d'entrée et de sortie de l'eau, soient très larges pour que cette eau se partage le moins inégalement que possible entre tous les tubes, afin de les utiliser tous.

Lorsque les tubes sont horizontaux et partagés en plusieurs groupes, ce qui est le cas le plus général, l'eau doit les parcourir successivement et en sens inverse. Dans ce cas, la direction du mouvement de la vapeur qui arrive par le haut, est perpendiculaire à la direction du mouvement de l'eau, et comme les groupes sont généralement placés les uns au-dessus des autres, le liquide peut être introduit par le groupe inférieur et s'échapper par le groupe supérieur, ou suivre la marche inverse. Malgré l'avantage que présente le premier mode au point de vue de la bonne utilisation de l'eau froide, le second est généralement préféré parce qu'en soumettant la vapeur la plus chaude, dès le début de la décharge, à l'action de l'eau la plus froide, la tension de cette vapeur se trouve plus rapidement brisée au commencement de la course des pistons moteurs qui correspond à la période d'évacuation la plus énergique de la vapeur ; on obtient ainsi une moindre contre-pression moyenne derrière les pistons.

Les tubes des condenseurs à surface, sont en bronze ou en cuivre rouge. Leur diamètre varie de $0^m,016$ à $0^m,020$ suivant les constructeurs, leur épaisseur de $0^m,0010$ à $0^m,0015$ et leur longueur de 1 m. à 2 m. dans les appareils à plusieurs groupes, et de 2 à 3 m. dans les appareils à une seule circulation. Leur écartement est de $0^m,030$ à $0^m,035$ d'axe en axe, mais il pourrait être un peu plus grand sans inconvénient. Les tubes en bronze sont fondus, puis alézés et tournés ; les tubes en cuivre sont étirés sans soudure. Les plaques d'assemblage aux extrémités des tubes, sont en fonte pour les tubes en bronze, et en bronze pour les tubes en cuivre ; ceux-ci exigent moins de main-d'œuvre, coûtent moins cher malgré le prix plus élevé de la

matière et sont généralement préférés. Dans les conditions d'écartement que nous venons d'indiquer, l'espace libre autour des tubes varie de $\frac{2}{5}$ à $\frac{3}{4}$ de la capacité qui renferme ces tubes.

Ces appareils de condensation doivent être disposés de façon que les eaux de condensation se rassemblent sans obstacle, à la partie inférieure, dans un récipient disposé pour cet usage.

Une pompe à air ordinaire les reprend dans ce récipient et les refoule dans une bâche qui, dans les machines marines, a reçu le nom de bâche à eau douce; puis elles sont reprises de nouveau dans cette bâche à eau douce, pour être refoulées dans la chaudière par la pompe alimentaire de celle-ci. S'il n'y avait point de pertes d'eau, il est clair qu'une machine, dans ces conditions, fonctionnerait indéfiniment avec la même eau; mais il n'en est point ainsi; il se produit des pertes par les joints mal faits, par les garnitures de pistons, par évaporation dans la bâche à eau douce et, surtout, par les évacuations assez fréquentes que l'on est obligé d'opérer dans les chaudières, pour se débarrasser des dépôts calcaires ou graisseux; il faut donc une certaine alimentation destinée seulement à réparer les pertes. Cette alimentation se fait, soit par intermittence, soit d'une manière continue à l'aide d'un tuyau muni d'un robinet qui met en communication l'intérieur du condenseur où règne un vide plus ou moins parfait, avec une bâche, ou réservoir, qui contient de l'eau soumise à la pression atmosphérique. On préfère généralement l'alimentation continue qui se règle par tâtonnement d'après les pertes constatées. L'eau qui pénètre ainsi dans le condenseur est reversée, avec le reste des eaux de condensation, dans la bâche à eau douce, par la pompe à air, puis renvoyée dans la chaudière par la pompe alimentaire de celle-ci.

Les gaz que la pompe à air emporte avec les eaux de condensation, parce que son piston engendre un volume beaucoup plus grand que le volume de ces eaux, se dégagent dans l'atmosphère par la bâche à eau douce. On prévient ainsi l'accumulation progressive de ces gaz non condensables, dans le condenseur, et comme la quantité d'eau que la pompe à air doit extraire de ce condenseur, est bien moindre que lorsque la

condensation se fait par injection directe de l'eau froide, la quantité de gaz à enlever périodiquement y est aussi beaucoup moins considérable et la tension, dans ces appareils fermés, dépend bien plus de la tension de la vapeur, correspondante à la température de l'eau de condensation, que de la tension de l'air mélangé à cette vapeur. Le volume qu'on laisse disponible pour ces gaz, à chaque coup de piston de la pompe, est presque aussi grand que celui qui leur est réservé dans les pompes à air des condenseurs ordinaires, mais le volume réservé à l'eau de condensation y est naturellement beaucoup moindre. Il faut cependant observer que les gaz qui arrivent dans ces condenseurs, ne proviennent point uniquement des eaux d'alimentation des chaudières; une grande partie de ces gaz provient des rentrées d'air atmosphérique par les joints de toutes les capacités dans lesquelles la tension s'abaisse momentanément ou d'une manière constante, au-dessous de la tension extérieure. Il est indispensable, dans ces appareils, de faire tous les joints avec beaucoup de soin.

Détermination de la surface de refroidissement nécessaire au bon fonctionnement des condenseurs à surface. On n'a fait, jusqu'à présent, que fort peu d'expériences pour déterminer la quantité de chaleur qui passe moyennement à travers les parois des tubes de condensation, dans l'unité de temps, suivant la température qui existe à l'extérieur de ces tubes et la température des eaux froides qui circulent dans leur intérieur. Ces expériences, il est vrai, présentent de sérieuses difficultés: la température de l'eau froide qui circule dans les tubes n'est pas constante; elle augmente depuis l'entrée jusqu'à la sortie de l'appareil; la température de la vapeur en contact avec ces tubes, n'est pas constante, non plus; elle est la plus élevée à l'entrée, puis elle va en diminuant jusqu'à la bâche ou réservoir qui reçoit les eaux de condensation et dans laquelle ces eaux sont reprises par la pompe à air. Enfin, la décharge de vapeur dans le condenseur étant bien plus considérable au commencement de la course du piston moteur qu'à la fin, la température moyenne de cette vapeur doit être plus élevée et la condensation bien plus considérable au début de cette course

qu'à l'instant où elle s'achève. Il est donc fort difficile de connaître exactement sous quelle différence de température entre l'intérieur et l'extérieur des tubes, la condensation se produit effectivement.

Pour tourner la difficulté et pour obtenir quelques résultats qui puissent être utilisés dans les applications, on a déterminé ce que l'on nomme un *coefficient de conductibilité*, c'est-à-dire la quantité de chaleur qui passe, par seconde, à travers une surface de tubes de 1^{m^2}, pour chaque degré de différence de température entre la face interne et la face externe de ces tubes, dans l'hypothèse, vérifiée par tant d'expériences, de la proportionnalité de la chaleur transmise, à la différence des températures entre les deux faces des tubes, et dans les hypothèses suivantes qui sont moins exactes :

1° Que la condensation de la vapeur s'effectue uniformément pendant toute la course du piston moteur.

2° Que la température dans la partie du condenseur occupée par la vapeur, est constamment égale à celle de l'eau dans la bâche à eau douce.

3° Que la température de l'eau de circulation dans les tubes est constamment égale à la moyenne des températures de cette eau à son entrée dans l'appareil et à sa sortie.

Les deux premières de ces hypothèses sont évidemment inexactes, mais les résultats obtenus n'en sont pas moins précieux dans les applications, parce que les mêmes inexactitudes s'y reproduisant dans des conditions semblables à celles des expériences, on doit arriver, au moins approximativement, aux mêmes résultats, dans les applications nouvelles ; en d'autres termes, les erreurs commises dans l'appréciation des différences réelles de température entre les deux faces des parois refroidissantes et le défaut de régularité dans la condensation, devant se reproduire dans les nouvelles applications, les résultats définitifs obtenus dans les expériences faites pour obtenir le coefficient de conductibilité, doivent se retrouver approximativement, dans les appareils nouveaux construits conformément à ces résultats définitifs.

Représentons maintenant par :

B, la surface de condensation nécessaire pour condenser 1 kil. de vapeur par seconde,

q, le poids de vapeur à condenser par seconde,

T, la température de la vapeur et de l'eau de condensation, dans le condenseur,

t, la température de l'eau froide avant son entrée dans l'appareil,

T', sa température à la sortie,

K, le coefficient de conductibilité,

L, la chaleur totale qu'il faut enlever à 1 kil. de vapeur pour le ramener à l'état d'eau à 0°.

La quantité de chaleur qu'il faudra enlever au poids q de vapeur, pour le ramener à l'état liquide et à la température T, sera :

$$q\,(L - T).$$

La différence des températures en dedans et en dehors des tubes, sera :

$$T - \frac{T' + t}{2}.$$

La surface nécessaire pour condenser le poids q de vapeur, par seconde, sera :

$$Bq,$$

et comme la chaleur transmise est proportionnelle à cette surface et à cette différence des températures, elle sera proportionnelle à

$$B\,q\left(T - \frac{T' + t}{2}\right). \qquad (1)$$

K représentant la quantité de chaleur qui traverse les parois des tubes par seconde, par mètre carré et par degré de différence de température, on aura l'équation générale

$$K\,.\,Bq\left(T - \frac{T' + t}{2}\right) = q\,(L - T). \qquad (2)$$

D'autre part, si Q représente le poids de l'eau refroidissante employée par seconde et par kil. de vapeur, on aura encore :

$$Q\,(T' - t) = L - T\,;$$

d'où $$Q = \frac{L - T}{T' - t} \quad \text{et} \quad T' - t = \frac{2\,(L - T)}{2\,Q}.$$

Or, $$\frac{T' + t}{2} = t + \frac{T' - t}{2};$$

d'où $$\frac{T' - t}{2} = \frac{L - T}{2\,Q} \quad \text{et} \quad \frac{T' + t}{2} = t + \frac{L - T}{2\,Q}.$$

Ces résultats donnent pour le second facteur de l'expression (1),

$$T - \frac{T' + t}{2} = T - t - \frac{L - T}{2\,Q} = \frac{2\,Q\,(T - t) - (L - T)}{2\,Q}$$

et, en substituant cette valeur dans l'équation générale (2), il vient :

$$K.\,B\,q\left(\frac{2\,Q\,(T - t) - (L - T)}{2\,Q}\right) = q\,(L - T);$$

d'où $$K = \frac{2\,Q\,(L - T)}{B\,\{2\,Q(T - t) - (L - T)\}} = \frac{1}{B\left(\frac{T - t}{L - T} - \frac{1}{2\,Q}\right)}. \quad \text{(A)}$$

Telle est la valeur générale du coefficient de conductibilité. On peut aussi tirer de cette équation,

$$B = \frac{1}{K\left(\frac{T - t}{L - T} - \frac{1}{2\,Q}\right)}, \quad \text{(B)}$$

ce qui donne pour surface de condensation, $B\,q$, nécessaire à la condensation d'un poids q de vapeur, par seconde,

$$B\,q = \frac{q}{K\left(\frac{T - t}{L - T} - \frac{1}{2\,Q}\right)}, \quad \text{(C)}$$

Application numérique. — Déterminer le coefficient de conductibilité des tubes d'un condenseur à surface dans lequel la condensation s'effectue à la température de 40°; l'eau de circulation pénètre dans les tubes à la température de 15°; le poids de vapeur condensée par seconde est moyennement de $1^{\text{kil.}}$; l'étendue de la surface totale des tubes dans lesquels circule l'eau froide, est de 90 mètres carrés, et le poids d'eau froide introduite, de $42^{\text{kil.}}$, par seconde ; enfin le kil. de vapeur

condensée possède une chaleur totale telle, que pour le réduire en eau à 0°, il faut lui enlever 625 calories.

On se donne, pour cette application :

$$B = 90^{m^2};\ q = 1^{kil.};\ Q = 42^{kil.};\ t = 15^{\circ};$$
$$T = 40^{\circ} \text{ et enfin } L = 625^{cal.}$$

En appliquant ces valeurs numériques à l'équation (A), il vient :

$$K = \frac{2.42\ (625-40)}{90\ (84.25\ -585)} = 0^{cal.},360.$$

Ainsi chaque mètre carré de surface refroidissante, laisserait passer par seconde, dans ces conditions, 0,360 calorie.

Des observations faites sur un assez grand nombre de condenseurs à surface appliqués à des machines marines, ont démontré que lorsque les tubes étaient partagés en plusieurs faisceaux disposés dans des compartiments successifs, la surface condensante était mieux utilisée et que le coefficient de conductibilité augmentait. Ces expériences ont fourni les résultats moyens suivants :

Nombre de faisceaux de tubes parcourus successivement par l'eau froide.	Valeur du coefficient de conductibilité K.
1	$0^{cal.},267$
2	$0^{cal.},374$
3 et 4	$0^{cal.},478$

Ces chiffres s'appliquent à des appareils en bon état ; lorsque les tubes se couvrent de dépôts, le coefficient de conductibilité diminue.

La quantité d'eau froide que l'on applique à la condensation, dans ces appareils, est généralement plus grande, par kil. de vapeur à condenser, que celle que l'on injecte directement dans les condenseurs ordinaires, mais néanmoins fort variable. D'après des relevés faits sur un grand nombre de machines,

cette quantité d'eau froide varie de $34^{kil.}$ à $60^{kil.}$ d'eau refoulée dans les tubes condenseurs par kil. de vapeur abandonné par la machine motrice. Il faut observer, à ce sujet, que la condensation de $1^{kil.}$ de vapeur, peut s'effectuer soit avec une surface condensante réduite, en employant une grande quantité d'eau froide pour la maintenir à basse température, soit avec une moins grande quantité d'eau froide et une surface de condensation plus étendue.

Les chiffres qui sont rappelés ci-dessus, sont ceux qui ressortent des conditions les plus ordinaires de fonctionnement de ces appareils dans les machines marines.

Température de condensation. — Pour obtenir le plus grand travail possible dans le cylindre moteur, il faudrait évidemment condenser à la plus basse température possible, c'est-à-dire avec beaucoup d'eau froide et avec une longue circulation de cette eau, mais il y a, à ce sujet, plusieurs observations à faire :

1° Dans les basses températures, une assez forte différence entre deux températures, ne correspond qu'à une assez faible différence entre les tensions ; ainsi à 40° la tension de la vapeur d'eau est de $0^{atm.},072$ et à 25° elle est encore de $0^{atm.},031$. On ne gagnerait donc que $0^{atm.},041$ à abaisser la température dans le condenseur, de 40° à 25°, et il n'en résulterait qu'un faible accroissement de travail utile dans le cylindre moteur.

2° En condensant à très basse température, il faut dépenser plus de chaleur pour vaporiser dans la chaudière, l'eau d'alimentation puisée dans la bâche à eau douce, que si l'on condensait à plus haute température.

3° Le travail de la pompe qui refoule l'eau froide dans les tubes, augmente avec la quantité d'eau froide et avec la longueur du parcours de cette eau.

4° La diminution de pression au condenseur augmente un peu le travail de la pompe à air.

C'est en tenant compte de ces considérations que les constructeurs se sont généralement arrêtés à la température de condensation de 35° à 40° qui est un peu supérieure à celle que l'on adopte généralement quand on emploie les condenseurs

à injection. On obtient cependant, malgré une température de condensation un peu plus élevée, le même vide, à peu près que dans ces derniers condenseurs, parce que le condenseur contient moins d'air et que le volume qui est réservé à cet air dans chaque excursion du piston de la pompe à air, est presqu'aussi considérable que dans les appareils à injection. Malheureusement au bout de quelque temps de marche, les matières employées au graissage des pistons moteurs, encrassent la surface extérieure des tubes et entravent la condensation ; de sorte que si on ne les nettoie pas, le vide obtenu devient moindre que dans les autres condenseurs.

Dans ces condenseurs à surface, la condensation ne se fait pas tout à fait aussi rapidement que dans les appareils à injection directe d'eau froide bien divisée, et pour obtenir une bonne décharge au cylindre moteur dès le commencement de la course du piston, il convient que l'ouverture de décharge soit très grande et que le condenseur ait une grande capacité, afin de joindre la dilatation au refroidissement pour abaisser plus rapidement la tension de la vapeur, dès le début de la décharge.

Dans le même but de diminuer la contre-pression du piston au commencement de chaque course, on donne une assez grande avance à l'échappement.

Dans les grandes machines marines, la capacité du condenseur, livrée à la décharge de la vapeur, s'élève parfois jusqu'à 0,70 à 0,75 de la capacité du cylindre moteur, et c'est à cette grande capacité qui augmente aussi la surface de refroidissement, que l'on attribue généralement l'abaissement rapide de la contre-pression du piston obtenu dans ces puissants appareils. Assez généralement, on donne à ces condenseurs une capacité de $0^{m^3},035$ à $0^{m^3},045$ par mètre carré de surface réfrigérante.

Application numérique. — Une machine à vapeur consomme $0^{m^3},200$ de vapeur sèche à $3^{atm.}$, par coup de piston et fournit 40 de ces coups de piston par minute. On veut appliquer à cette machine un condenseur à surface qui condense la vapeur à 40° ou à la tension correspondante de $0^{atm.},072$. On peut disposer de $35^{kil.}$ d'eau froide à 12° par kil. de vapeur à con-

denser. Le condenseur aura trois compartiments contenant chacun le même nombre de tubes, à peu près ; ces tubes auront 1^m de longueur et $0^m,015$ de diamètre extérieur.

On demande le nombre de ces cubes qu'il faudra employer et la capacité de la partie du condenseur livrée à la décharge de la vapeur.

Ce condenseur étant supposé à trois compartiments, nous pourrons admettre un coefficient de conductibilité de $0^{cal.},400$.

Nous admettrons que, eu égard au travail de compression que le piston exerce sur la décharge de vapeur, pendant toute sa course, la quantité de chaleur qu'il faut enlever à chaque kil. de vapeur, pour le réduire en eau à 0°, dans une capacité de grandeur invariable, s'élève à 635 calories.

Pour trouver l'étendue de la surface réfrigérante qui sera nécessaire à la condensation, il faudra appliquer l'expression (C) dans laquelle Bq représente cette surface réfrigérante.

Nous aurons, d'après les données admises,

$$K = 0,400 \; ; \quad T = 40^\circ \; ; \quad t = 12^\circ \; ; \quad Q = 35^{kil.} \; .$$

Quant à la valeur de q, poids de vapeur à condenser par seconde, il faut la déterminer.

Le volume de vapeur à condenser par minute, ou pour 40 coups de piston, sera de

$$0^{m^3},200.40 = 8 \text{ mètres cubes} \; ;$$

par seconde, il sera de

$$\frac{8}{60} = 0,1333 \text{ mètre cube.}$$

Comme $1^{kil.}$ de vapeur à $3^{atm.}$ occupe un volume de $0^{m^3},5864$, d'après la table fondamentale, le poids de vapeur à condenser par seconde, sera de

$$\frac{0,1333}{0,5864} = 0^{kil.},2273 = q \; .$$

L'expression (C) fournira alors :

$$Bq = \frac{0,2273}{0,4\left(\frac{40-12}{635-40} - \frac{1}{2.35}\right)} = 17,34 \text{ mètres carrés.}$$

Les tubes de 1^m de longueur et de $0^m,015$ de diamètre extérieur, présenteront chacun une surface réfrigérante de

$$\pi.\ 0^m,015\ .\ 1^m = 0^{m^2},047\ ;$$

et il en faudra un nombre n donné par l'expression :

$$n = \frac{17^{m^2},34}{0^{m^2},047} = 369\ .$$

Chaque faisceau en pourra donc contenir $\frac{369}{3} = 123$.

D'après ce que nous avons dit ci-dessus de la partie du condenseur que peut occuper la vapeur de décharge, sa capacité peut varier de $0^{m^3},035$ à $0^{m^3},045$ par mètre carré de surface réfrigérante ; nous adopterons $0^{m^3},040$.

Cette capacité, dans le condenseur dont nous nous occupons, serait donc de

$$0^{m^3}040\ .\ 17^{m^2},34 = 0,6936 \text{ mètre cube.}$$

Les données ci-dessus fournissent encore :

Volume de vapeur à condenser par minute, 8^{m^3}.

Volume de $1^{kil.}$ de vapeur à $3^{atm.}$, $0^{m^3},5864$.

S'il ne se perdait point de vapeur ni d'eau dans l'appareil, la quantité d'eau que la pompe à air devrait extraire par minute, de ce condenseur, serait de

$$\frac{8^{m^3}}{0,5864} = 13^{kil.},64\ ;$$

mais comme il y a toujours des pertes qu'il faut réparer par une injection directe dans le condenseur, cette pompe devra en enlever un peu plus.

D'autre part, la température et la tension correspondante de la vapeur, dans ces condenseurs, étant toujours un peu plus élevées que dans les condenseurs à injection, on compense cet inconvénient par une diminution de la tension afférente à la présence de l'air dans l'appareil. Il suffit pour cela de livrer

dans la pompe à air, plus d'espace à cet air, relativement à sa quantité, que dans les appareils à injection; l'espace qu'on lui livre alors dans cette pompe est presque égal à celui qu'on lui livre dans les pompes des condenseurs ordinaires, quoiqu'il soit en bien moindre quantité à cause de la diminution du volume d'eau à extraire.

Nous examinerons plus tard cette question de pompe à air.

Dans la machine dont nous venons de calculer l'appareil de condensation, le poids de vapeur à condenser par minute, est de $13^{\text{kil.}},64$, chaque kil. exigeant pour être ramené à 0°, l'enlèvement de 635 calories; il en résulte que la quantité de chaleur que doit emporter l'eau froide qui circule dans les tubes, est égale à

$$13^{\text{kil.}},64 \,.\, 635 = 8661,4 \text{ calories par minute.}$$

D'autre part, le poids d'eau froide à 12° qui doit emporter cette chaleur, est de

$$13,64 \,.\, 35 = 477^{\text{kil.}},40.$$

La température T′ de l'eau froide au sortir de l'appareil, sera donc de

$$477^{\text{kil.}},4\ (T'-12) = 8661^{\text{cal.}},4\ ;$$

d'où $$T' = 28° \text{ en nombre rond.}$$

L'objection la plus sérieuse que l'on fasse à l'emploi de ces condenseurs à tubes, est la diminution de conductibilité du métal dont ces tubes sont faits, par suite des dépôts graisseux qui se forment sur leur surface extérieure, et de l'énorme travail qu'exige leur nettoyage quand il faut les démonter. La condensation n'y est pas non plus aussi rapide que dans les condenseurs ordinaires, parce que l'air mélangé à la vapeur y diminue le contact de cette vapeur avec les surfaces réfrigérantes; c'est pour cela que ces condenseurs doivent avoir une grande capacité.

Dans quelques-uns de ces appareils, on a essayé de rem-

placer la pompe à air, par l'injecteur Morton qui repose sur le principe de l'injecteur Giffard, mais ces essais n'ont point fourni de bons résultats au point de vue économique. Dans des expériences faites avec soin sur le condenseur d'une machine de 24 chevaux, on a bien, par ce procédé, abaissé la tension dans ce condenseur jusqu'à $0^m,14$ de mercure, ce qui est le degré moyen du vide qui règne dans les appareils ordinaires de cette espèce ; mais en mesurant, d'une part, la vapeur dépensée pour obtenir ce résultat et, d'autre part, le travail correspondant à l'évacuation de ce condenseur, si elle était effectuée par la pompe à air, on a trouvé une dépense de vapeur beaucoup trop considérable relativement à l'effet utile obtenu ; c'est ce qui explique pourquoi cet appareil ne s'est point répandu.

On peut trouver un grand nombre de renseignements sur les effets de cet injecteur, dans l'ouvrage de M. Ledieu sur les machines marines, ouvrage auquel nous avons emprunté une grande partie des considérations qui précèdent sur les condenseurs à surface.

Inconvénients des condenseurs a surface, pour les chaudières. — Jusqu'en ces derniers temps, on a considéré l'emploi des condenseurs à surface, comme entraînant une détérioration rapide des chaudières. Les corps gras employés à lubrifier les organes mobiles intérieurs, mélangés aux parcelles de métal que l'usage enlève aux surfaces frottantes, pénètrent dans le condenseur avec la vapeur, puis sont renvoyés dans les chaudières par la pompe alimentaire. Là ils produisent des eaux savonneuses, des ébullitions plus ou moins tumultueuses et un transport assez considérable d'eau liquide qui passe dans les cylindres avec la vapeur. D'un autre côté, les résidus solides s'accumulent dans les parties basses des chaudières où la circulation se fait le moins bien, et sur les parties exposées à l'action directe du foyer. Cette accumulation de matières solides nuit à la transmission de la chaleur et les tôles des chaudières brûlent.

D'après les études de M. Isherwood, ingénieur américain, la rapide corrosion des chaudières à bord des navires, serait due

à un *oléate de cuivre* qui se forme dans le condenseur à surface, d'où il passe dans les chaudières. Là il se transforme en oléate de fer en empruntant ce métal aux différentes parties des chaudières avec lesquelles il reste en contact, et en précipitant son cuivre. Comme l'oléate de cuivre adhère au fer, à haute température, cette précipitation du cuivre et cette absorption du métal de ces chaudières, commencent avec l'introduction des corps gras dans celles-ci.

On parvient aujourd'hui à éviter, en partie, cet inconvénient par l'emploi de l'eau de mer qui sert à réparer les pertes d'alimentation. Elle forme sur les surfaces de chauffe un léger dépôt salin qui, par lui-même, n'a aucune action sur les tôles et les préserve du contact de l'agent destructeur. Puis on évacue dans les bâches à eau douce, les eaux graisseuses et mousseuses qui y surnagent, à l'aide de robinets placés un peu au-dessous de la surface liquide ; et enfin on pratique de semblables évacuations dans les chaudières au niveau de l'eau qu'elles renferment et où ces matières grasses surnagent également. Quant aux dépôts qui se produisent en d'autres points, il faut les enlever, périodiquement, à la main.

On a, de plus, constaté que le suif était préférable à l'huile pour les graissages intérieurs et qu'il était utile de dégraisser de temps en temps l'eau d'alimentation en y mélangeant un lait de chaux.

A l'aide de toutes ces mesures de précaution, on parvient à éviter le grave inconvénient d'une détérioration trop rapide des chaudières.

Ces observations faites sur des machines marines, indiquent aussi que, dans les machines établies sur la terre ferme et lorsque les chaudières sont alimentées avec les eaux de condensation qui contiennent des matières grasses en suspension, il convient de prendre ces eaux au-dessous de la surface du liquide dans la bâche de décharge de la pompe à air, afin d'éviter l'injection dans ces chaudières, de ces matières grasses qui surnagent habituellement.

Conclusions pratiques de la théorie du condenseur.

Le condenseur à surface qui rend des services réels à la navigation, parce qu'il supprime en grande partie les dépôts de sels marins dans les chaudières, accroît ainsi la puissance de vaporisation de celles-ci et diminue la quantité de combustible nécessaire pour un trajet déterminé, ne présente plus les mêmes avantages spéciaux dans les machines qui ont à leur portée, une quantité d'eau douce suffisante, et il y conserve les mêmes inconvénients que dans les machines marines. Ces inconvénients sont : peu de rapidité dans la condensation ; l'obligation d'un emplacement assez grand ; le ralentissement de l'effet utile quand les tubes ne sont pas fréquemment nettoyés ; la difficulté de ce nettoyage et, enfin, les frais de premier établissement et les chances de dérangement, qui sont plus grands que ceux des condenseurs à injection.

C'est pour cela que ces condenseurs ne sont que peu ou point employés en terre ferme, quoiqu'ils soient déjà d'invention assez ancienne.

Quant aux condenseurs ordinaires qui fonctionnent avec une injection de $22^{kil.}$ à $30^{kil.}$ d'eau froide à la température moyenne de 10° à 12°, par kil. de vapeur à condenser, ce qui est le cas le plus habituel de la pratique, on peut adopter dans la détermination pratique de leurs dimensions, les proportions suivantes qui dérivent des théories générales que nous avons exposées précédemment et d'observations directes sur de bonnes machines en état de fonctionnement régulier.

Condensation avec 25 kil. d'eau froide à 10° où 12° par kil. de vapeur ; vitesse moyenne de piston, $1^m,25$ à $1^m,50$; machine à double effet ; pompe à air à simple effet.

Tension de la vapeur dans le cylindre moteur à la fin de la course.	Capacité du condenseur avec pompe à air du système aspirant et foulant.	Capacité du condenseur avec pompe à air du système aspirant élévatoire.
$0^{atm.},30$	**25** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.	**22** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.
$0^{atm.},50$	**22** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.	**20** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.
$1^{atm.},00$	**14** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.	**12** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.
$2^{atm.},00$	**10** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.	**9** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.
$3^{atm.},00$	**8** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.	**7** fois le volume des eaux provenant de deux condensations.

Observations sur les capacités de condenseurs indiquées dans ce tableau.

1° Dans les machines à double effet dont la pompe à air est à simple effet et du système aspirant et foulant, la capacité du condenseur doit être théoriquement, comme nous l'avons démontré, la plus grande possible, afin que la tension moyenne s'y élève le moins possible au-dessus de la tension régulatrice déterminée par le volume qu'engendre le piston de la pompe à air et qui représente le minimum de la tension dans l'appareil.

Comme cette capacité ne peut être accrue indéfiniment dans la pratique, on se borne à lui donner des dimensions relativement au volume des eaux de deux condensations, telles, que les tensions variables qui s'y produisent ne s'élèvent que d'une petite quantité au-dessus de la tension régulatrice et il a fallu consulter l'expérience directe en observant de bons appareils dans lesquels ces excédants sur cette tension régulatrice, restaient assez faibles, c'est-à-dire ne dépassaient pas deux ou trois centimètres de mercure.

Il a aussi fallu tenir compte d'une autre considération : plus la tension de la vapeur à la fin de la course, est considérable, plus il faut d'eau froide pour condenser, plus le volume des eaux de condensation et celui des gaz permanents qu'elles apportent avec elles, sont grands.

Il en résulte que si l'on adoptait, pour toutes les tensions de vapeur au début de l'échappement, le même rapport entre le volume des eaux de condensation et la capacité du condenseur, celle-ci deviendrait énorme quand la tension de la vapeur reste très élevée jusqu'à la fin de la course du piston. Il a fallu, pour l'application, diminuer le volume du condenseur relativement au volume des eaux de condensation, à mesure que la tension finale de la vapeur s'élevait, pour éviter l'inconvénient des trop grands condenseurs. Les chiffres que contient le tableau ont été pris sur des machines dans lesquelles le vide se faisait bien dans le condenseur et il faut observer que si nous recommandons de donner au condenseur, par exemple 25 fois le volume des eaux de condensation quand la tension de la vapeur au début de l'échappement est de $0^{atm.},30$ dans le cylindre, et seulement, 8 fois le volume de ces eaux de condensation pour une tension finale de $3^{atm.}$ avant la condensation, cela n'empêche pas que le condenseur ainsi calculé, ne soit près de 3 fois plus grand dans le second cas que dans le premier, pour la même température des eaux de condensation et le même volume de vapeur à condenser.

Du reste, on peut, sans inconvénient théorique, augmenter la capacité des condenseurs ainsi déterminée, parce que, à cause du défaut de rapidité suffisante dans la condensation, il

est très bon, dans l'application, de noyer les vapeurs nouvelles qui affluent au condenseur, dans la plus grande masse possible de produits des condensations antérieures qui ont atteint le minimum de température; on rapproche ainsi, comme nous l'avons démontré, toutes les tensions correspondantes aux différentes phases de l'opération, de la tension régulatrice correspondante au volume engendré par le piston de la pompe à air. Les très grands condenseurs n'ont que des inconvénients pratiques ; ils exposent à de plus fortes rentrées d'air extérieur, ils sont encombrants et coûteux, et il est plus difficile d'y faire le vide au début de la marche des machines, que quand ils ont de faibles dimensions.

Les capacités proportionnelles que nous indiquons dans le tableau, sont les plus faibles de celles qui fournissent un vide que l'on peut regarder comme suffisamment régulier dans les applications.

2° Dans les mêmes machines, lorsque la pompe à air est du système aspirant élévatoire avec clapets sur le piston, la capacité du condenseur, si la condensation était instantanée, devrait être la plus petite possible, comme nous l'avons prouvé, parce que la tension régulatrice y est un maximum au-dessous duquel les tensions pendant les diverses phases d'une opération, s'abaissent d'autant plus que cette capacité du condenseur est plus faible.

Dans l'application, le défaut de rapidité suffisante dans la condensation, modifie gravement ce résultat théorique ; il engendre au début de l'opération un excédant de tension qui neutralise en partie les bons effets de l'écoulement des produits de la condensation dans la pompe à air pendant la course d'expulsion des produits antérieurs, et l'abaissement de tension qui devrait résulter de cette évacuation du condenseur n'est pas tout ce qu'il devrait être. Cependant cette diminution dans la quantité d'eau et de gaz qui s'accumulent dans le condenseur pendant cette course d'expulsion de la pompe à air dans le cas où cette pompe est du système foulant, abaisse nécessairement ici la tension, pendant cette phase de l'opération, et l'on peut obtenir le même degré de vide moyen et de régularité de ce

vide avec une capacité de condenseur moindre que lorsque la pompe est du système foulant. C'est pour cela que, dans le tableau, nous avons assigné aux capacités des condenseurs, relativement au volume des eaux de deux condensations, une valeur plus petite quand la pompe est aspirante élévatoire que quand elle est aspirante et foulante.

Lorsque les vitesses des pistons moteurs sont très grandes, les courses de ces pistons très nombreuses et les condensations très précipitées, les inconvénients des retards de condensation deviennent plus graves et il est utile de faire les condenseurs plus grands qu'ils ne le seraient d'après les règles que nous proposons, afin de prévenir les accroissements de tension qui proviennent de ces retards dont la durée est assez longue pour qu'ils n'aient disparu qu'en partie pendant chacune de ces courses si rapides. Dans ces conditions, il serait bon de donner aux condenseurs, quel que fût le système des pompes, la plus grande capacité possible, compatible avec l'emplacement dont on dispose et le degré de perfection que l'on peut apporter dans l'assemblage des pièces qui forment cette partie de la machine, afin de ne pas tomber dans le grave inconvénient des rentrées considérables d'air extérieur.

3° Lorsque la machine motrice est à simple effet, ainsi que la pompe à air, la capacité de cette pompe est évidemment, pour la même tension régulatrice, moitié plus petite que si la même machine fonctionnait à double effet dans les mêmes conditions de travail pour chaque coup de piston, puisque le volume d'eau de condensation à enlever par course utile de la pompe à air, n'est que moitié de ce qu'il serait dans la marche à double effet.

Dans ces machines à simple effet, la pompe à air peut être aspirante élévatoire ou aspirante et foulante, la condensation peut s'effectuer en même temps que l'admission des produits de cette condensation dans cette pompe, ou s'effectuer pendant une course et l'admission dans la pompe, pendant la course suivante; enfin le jet d'eau froide peut être continu pendant les deux courses ou n'être maintenu que pendant la décharge de la vapeur dans le condenseur.

Lorsque la condensation et l'admission dans la pompe à air sont simultanées, on se trouve dans les conditions de fonctionnement du condenseur pour machine à double effet, lorsque le piston de la pompe aspire les produits du condenseur pendant qu'une condensation s'effectue ; seulement, dans le cas dont il s'agit, la tension dans le condenseur, au commencement de cette course d'aspiration des produits de la condensation, doit être la même qu'à la fin et égale à la tension régulatrice, puisque la pompe doit recevoir exactement pendant cette période, les produits d'une condensation, ce qui fait que le stock de produits gazeux dans le condenseur, est resté invariable. Nous ne tenons pas compte, bien entendu, dans cette observation, des retards de condensation qui peuvent créer, dans le condenseur, une tension plus grande au début de cette course, qu'à la fin.

Pendant la course suivante, toutes choses restent à l'état de repos dans le condenseur et dans la pompe à air, si la pompe est aspirante élévatoire (fig. 24), parce que la communication avec le cylindre moteur est fermée ; mais les produits d'une condensation à la tension régulatrice, passent du dessous au-dessus du piston de la pompe à air, pendant qu'il redescend. Si la pompe était aspirante et foulante, le repos n'existerait, pendant cette période, que dans le condenseur séparé de la pompe par un clapet fermé, et le piston de celle-ci expulserait les produits de la condensation qui viennent d'y pénétrer sous la tension régulatrice. Si le jet d'eau froide était continué dans le condenseur pendant cette même période de repos, la tension pourrait y baisser encore au-dessous de la tension régulatrice qui ne se rétablirait que pendant la course suivante.

Ainsi, lorsque la condensation s'effectue, dans ces machines, en même temps que les produits de condensation sont appelés dans la pompe à air, la tension dans le condenseur ne dépasserait jamais la tension régulatrice dépendante de la capacité de la pompe à air, si les retards de condensation ne relevaient cette tension au dessus de cette limite au début de chaque condensation, et il en serait ainsi quel que fût le système de la pompe.

Cette condition de fonctionnement est si rapprochée de celle du condenseur pour machine à double effet, lorsque la pompe est aspirante élévatoire, que l'on peut adopter la même règle pour déterminer la capacité de ce condenseur ; *il aurait la même capacité que celui d'une machine à double effet qui aurait le même cylindre moteur et dont le travail correspondant à chaque course, serait identiquement la reproduction de celui qui se produit dans la machine à simple effet pendant sa course utile.*

Le tableau ci-dessus fournira cette capacité qui correspond au cas d'emploi de la pompe aspirante élévatoire.

Supposons maintenant que, dans la machine à simple effet, la condensation et l'admission dans la pompe à air, s'effectuent successivement, ce qui n'est possible qu'avec la pompe aspirante et foulante (fig. 27).

Dans ce cas, la tension dans le condenseur et dans la pompe à air, serait la tension régulatrice, à la fin de la course montante ; puis, le clapet G restant fermé pendant la course descendante ou d'expulsion de la pompe, les produits de la condensation qui se forment pendant cette dernière course, s'accumulent dans le condenseur qui n'a plus d'issue et y créent une tension d'autant plus grande qu'il est plus petit.

Ce cas est celui du condenseur de la machine à double effet, avec pompe foulante, pendant que ce piston expulse les produits de la condensation, et *l'on peut donner au condenseur, pour les mêmes motifs, la capacité qu'aurait le condenseur de la machine à double effet avec pompe foulante, si le travail de chaque coup de piston, dans cette dernière machine, était la reproduction exacte du travail de la course utile dans la machine à simple effet.*

Notre tableau fournira également cette capacité.

Enfin si la condensation se faisait pendant la course descendante du piston de la pompe, supposée aspirante élévatoire (fig. 24), les clapets du piston se soulèveraient pendant cette course, le condenseur et la pompe seraient en libre communication et la tension, dans les deux capacités, s'élèverait jusqu'à la tension régulatrice qui serait atteinte à la fin de cette course. Pendant la course montante, les produits, à la tension régulatrice dans le condenseur, passeraient en partie dans la

pompe pendant qu'elle rejette dans l'atmosphère, tous ceux qui avaient passé au-dessus de son piston, et la tension baisserait dans ce condenseur jusqu'à la fin de cette course montante, pour revenir à la tension régulatrice pendant la course descendante qui suivra.

Nous retrouvons encore ici les conditions de fonctionnement du condenseur de la machine à double effet avec pompe à air aspirante élévatoire, qui pourrait être très petit sans les retards de condensation et, pour éviter les inconvénients de ces retards, il convient de lui donner la même capacité qu'au condenseur de la machine à double effet, produisant le même travail avec la même tension initiale de vapeur, par coup de piston utilisé.

Les condenseurs des machines à simple effet doivent donc avoir la même capacité que ceux des machines à simple effet avec pompe à air aspirante élévatoire, excepté dans le cas où la pompe est foulante et où la condensation se fait dans le condenseur pendant qu'il est isolé de cette pompe ; sa capacité doit être alors celle du condenseur de la machine à double effet avec pompe foulante.

Dans tous les cas, la capacité de la pompe à air ne doit être que la moitié de ce qu'elle serait pour la machine à double effet consommant la même quantité de vapeur à la même tension initiale par coup de piston utilisé.

4° Dans les machines à double effet, les pompes à air à double effet (fig. 36), produisent le même degré de vide que deux pompes aspirantes élévatoires de même capacité, agissant alternativement. Il n'y a jamais, dans ce cas, accumulation de produits de la condensation dans le condenseur ; ils sont évacués, dans chaque course, en quantité égale à celle qui se forme pendant cette course, et le condenseur pourrait être très petit, n'était l'inconvénient des retards de condensation. Pour les éviter, on peut donner au condenseur la même capacité que si la pompe était aspirante élévatoire et fonctionnait à simple effet.

5° Lorsque le nombre de courses du piston de la pompe à air n'est pas le même que celui des courses du piston moteur, le condenseur et la pompe à air doivent avoir la même capacité

que si le nombre de courses de ces pistons était le même et que la quantité de produits de la condensation qui se formeraient dans ces deux courses, fût égale à celle qui se forme effectivement pour le nombre de courses du piston moteur qui correspond à deux courses du piston de la pompe à air.

6° L'eau froide qui sert à la condensation, au lieu d'arriver d'une manière à peu près continue et uniforme dans le condenseur, devrait arriver avec plus d'abondance au début qu'à la fin de chaque condensation, afin d'éviter l'accroissement de tension, dans le condenseur, qui est dû à une trop haute température des eaux de condensation, à la trop haute tension des vapeurs saturées, correspondante à cette température et, surtout, aux retard de condensation. On pourrait arriver à ce résultat en injectant l'eau froide par deux orifices dont l'un verserait, sans interruption, une partie de l'eau nécessaire à la condensation complète, et dont l'autre verserait le complément par intermittence et dès le début de la décharge de vapeur.

7° Il ne faut négliger aucun moyen de multiplier les points de contact entre la vapeur et l'eau froide qui arrivent simultanément dans le condenseur, afin d'accélérer la condensation et pour qu'il n'échappe à cette condensation que la plus petite quantité possible de vapeur, dès le début de l'opération. Plus la condensation est rapide plus la contrepression moyenne derrière le piston moteur, pendant la course, devient faible.

8° Un des meilleurs moyens d'accélérer la condensation serait de subdiviser pour ainsi dire à l'infini les filets d'injection de l'eau froide ; on réaliserait assez bien cette condition en plaçant la bâche à eau froide un peu plus haut que le condenseur et en dirigeant les filets au sortir de la pomme d'injection, de façon qu'ils se rencontrent et se choquent très près des orifices de sortie. M. Colladon, dans ses machines à comprimer l'air, a obtenu un effet de refroidissement très rapide, par ce procédé qui n'exige pas absolument que les filets aient un très petit diamètre qui exposerait les orifices à s'obstruer.

9°. Le tuyau de communication entre le cylindre moteur et le condenseur doit offrir le moins de résistance possible à l'écoulement de la vapeur, afin que la différence de tension

entre les deux capacités, soit la plus faible possible ; il faut donc que ce tuyau soit court, large et non contourné, et que la lumière de dégagement sur le cylindre ait une grande section.

10° La position de la pompe à air, relativement au condenseur, doit être telle que, lorsque tous les produits que le piston doit refouler dans l'atmosphère, sont entrés dans cette pompe, le niveau des eaux de condensation ne s'élève dans celle-ci, que d'une petite quantité au-dessus de la partie supérieure de l'orifice que recouvre le clapet de retenue placé entr'elle et le condenseur. La pompe produit alors, dans ce dernier, toute la raréfaction correspondante au volume engendré par son piston. Toute surélévation du niveau dans cette pompe, à cette époque de son fonctionnement, amène un accroissement de tension continu et représenté par la différence des niveaux dans les deux capacités en communication.

11° Le clapet de retenue et les clapets du piston de la pompe, quand elle est aspirante élévatoire, doivent se soulever sous le moindre effort ; s'ils opposaient une résistance au soulèvement, elle produirait le même effet d'accroissement général de la tension, que la surélévation du niveau de l'eau dans la pompe ; cet accroissement serait mesuré par la hauteur de la colonne d'eau qui devrait agir sur leur face inférieure pour les soulever.

12° Les fuites autour du piston d'une pompe à air aspirante élévatoire, occasionnent la rentrée d'un certain volume d'eau, dans la région de la pompe d'où il vient d'être extrait, et comme ce volume doit être repris par le piston dans la course suivante, en même temps que le volume normal des eaux de condensation, l'espace livré aux produits gazeux, dans la pompe à air, se trouve réduit d'autant, et la tension régulatrice est augmentée dans la pompe et dans le condenseur.

Si la pompe est aspirante et foulante avec piston plongeur, les fuites autour de la garniture amènent dans la pompe de l'air atmosphérique pendant la période d'admission des produits de la condensation, dans cette pompe, et ces rentrées d'air extérieur peuvent augmenter très rapidement la tension dans tout l'appareil. On peut atténuer l'inconvénient en plaçant la garniture dans une bâche pleine d'eau, de façon à remplacer les

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

On n'a pas fait beaucoup d'expériences sur les quantités de gaz que les eaux chauffées ou déchargées d'une partie de la pression atmosphérique, pouvaient dégager, et nous allons exposer le peu de connaissances acquises à ce sujet.

D'après les expériences de M. Normandy, en Angleterre, un litre d'eau de pluie porté à la température d'ébullition, a fourni 54,1 centimètres cubes d'un gaz à la pression atmosphérique et contenant :

Acide carbonique . .	22,60	centimètres cubes,
Oxygène	18,06	»
Azote	13,44	»
Total. . .	54,10	centimètres cubes ;

soit $\frac{54,1}{1000} = \frac{1}{18,48}$ du volume de l'eau.

D'autres expériences du même ingénieur sur de l'eau de mer n'ont fourni, par litre d'eau, que $\frac{1}{5}$ environ de cette quantité de produits gazeux, dont plus de la moitié était de l'acide carbonique et de l'air oxygéné.

D'autres expérimentateurs sont arrivés à des résultats à peu près semblables, sur l'eau de mer.

D'après les expériences de M. Péligot, un litre d'eau de Seine puisée en hiver, a fourni, en la portant à la température d'ébullition, la même quantité de gaz que ci-dessus, 54,1 centimètres cubes, ayant la composition suivante :

Acide carbonique. .	22,60	centimètres cubes,
Oxygène	10,10	»
Azote	21,40	»
Total . .	54,10	centimètres cubes.

Ces renseignements théoriques étant insuffisants pour que l'on puisse, avec sécurité, s'en servir comme base du calcul de la capacité des pompes à air, nous avons essayé de mesurer directements sur quelques machines en mouvement, la quantité de produits gazeux expulsés par la pompe à air, relativement à la quantité d'eau qui les avait fournis : voici le procédé adopté pour ces observations :

Après avoir mesuré la course et le diamètre du piston de la

pompe à air d'une machine fonctionnant lentement, pour donner à la condensation le temps de s'effectuer complètement, nous mesurions aussi exactement que possible, la quantité d'eau de condensation expulsée à chaque course utile de ce piston, en la recueillant dans une bâche d'une capacité connue. La différence entre le volume engendré par le piston de la pompe et ce volume des eaux de condensation, représentait évidemment la capacité occupée dans cette pompe, par le mélange de vapeur et de gaz non condensables.

On déterminait ensuite la tension totale de ce mélange, à l'aide d'un bon manomètre de Bourdon, à l'instant où s'achevait la période d'admission des produits de la condensation, dans cette pompe à air ; puis on relevait la température de ces eaux de condensation et la température des eaux qui étaient appliquées à la condensation et qui alimentaient toute la machine. La tension totale étant ainsi connue, ainsi que la température générale dans la pompe, on déterminait la tension de la vapeur seule, qui se déduisait de sa température, et la différence entre la tension totale et cette tension de vapeur saturée, représentait la tension effective des produits gazeux dans la capacité connue qui les contenait, à la température des eaux de condensation.

En ramenant ensuite ce volume connu de gaz, à la tension atmosphérique et à la température des eaux froides qui alimentaient la machine, il devenait possible de comparer la quantité de gaz introduit dans l'appareil par les eaux alimentaires, relativement au volume de ces eaux, et sous les mêmes tension et température. Ce procédé appliqué à quelques machines, a fourni des résultats assez variés qui peuvent tenir à deux causes qui sont : des rentrées d'air extérieur dans l'appareil de condensation, ou des différences dans les quantités de gaz contenues dans un même volume des eaux froides qui servaient à alimenter ces machines. Le résultat moyen a été le suivant :

Le volume de gaz permanents que dégagent dans les appareils de condensation, les eaux qui servent à alimenter les chaudières et celles qui produisent directement la condensation, est moyennement de $\frac{1}{18}$ du volume des eaux de condensation,

ces gaz étant supposés ramenés à la tension atmosphérique ordinaire et à la température des eaux froides qui servent à alimenter la machine.

Nous avons constaté, depuis ces expériences, que l'on pouvait admettre, dans les calculs a priori, ce résultat moyen, non comme devant se reproduire toujours bien exactement, mais comme suffisant pour éviter tout grave mécompte dans les applications, lorsque les condenseurs sont construits avec soin.

Dans les cas particuliers où une mesure directe de la quantité de gaz contenue dans les eaux alimentaires d'une machine à construire, fournirait un autre rapport, il serait facile de faire aux théories qui vont suivre, les modifications correspondantes.

Capacité de la pompe à air.

Nous avons vu ci-dessus : 1° que la tension générale dans un condenseur, dépend en grande partie du volume offert, dans la pompe à air, aux produits liquides et gazeux de la condensation ; 2° que plus ce volume est considérable, plus la *tension régulatrice* qui s'y établit, est faible; 3° que, si l'on fait abstraction de l'accroissement momentané de tension dans le condenseur, au commencement de chaque injection de vapeur, accroissement dû à l'insuffisance d'eau froide en cet instant, et aux retards de condensation, la tension régulatrice représente le minimum de la tension dans le condenseur, quand la pompe est aspirante et foulante, et le maximum quand elle est aspirante élévatoire et que la machine est à double effet ; 4° que l'on peut diminuer l'accroissement de tension au début de la condensation, en injectant l'eau froide en plus forte proportion dans cet instant et en la divisant le plus que possible. Nous démontrerons plus loin que, quel que soit le système de la machine, les oscillations théoriques de la tension dans le condenseur, au dessus ou au dessous de la tension régulatrice, sont assez faibles quand on a donné à ce condenseur la capacité qui correspond aux règles que nous avons posées, et nous commencerons par déterminer le volume que doit engendrer le

piston de la pompe à air, pour que l'on obtienne une tension régulatrice déterminée.

Représentons par

V la capacité de la pompe à air, ou le volume engendré par son piston ;

V′ le volume des eaux de condensation qui doivent être extraites par chaque coup de piston utile de la pompe à air ;

t' la température des eaux de condensation déterminée par les règles posées précédemment ;

t la température des eaux froides qui alimentent la machine;

T la tension régulatrice totale que l'on veut obtenir dans la pompe à air ;

T′ la tension des vapeurs saturées à la température t'.

La pression barométrique est supposée de $0^m,76$ de mercure.

Si la tension régulatrice totale doit être T et que la vapeur seule développe une tension T′, il est clair que les gaz mêlés à la vapeur devront être à la tension T — T′.

Le volume $\frac{V'}{18}$ de ces gaz pris à la tension $0^m,76$ et à la température t, quand la tension se sera abaissée à T — T′ et que la température se sera élevée à t', devra être de

$$\frac{V'}{18}\left(\frac{273+t'}{273+t}\right)\frac{0^{atm.},76}{T-T'};$$

et comme la pompe à air devra contenir en outre le volume V′ d'eau de condensation, il faudra que son piston engendre un volume

$$V = V' + \frac{V'}{18}\left(\frac{273+t'}{273+t}\right)\frac{0,76}{T-T'}, \qquad (A)$$

Application numérique. Supposons que, dans une machine à vapeur à double effet, munie d'une pompe à air à simple effet dont le piston fait autant de courses que le piston moteur, il faille condenser pour deux courses du piston moteur, $0^{kil.},35$ de vapeur sèche, dans des conditions de tension telles, qu'il soit nécessaire d'enlever à chaque kil. de cette vapeur, $630^{cal.}$ pour la réduire à l'état d'eau liquide à 0°. On dispose pour effectuer cette condensation, de $24^{kil.}$ d'eau froide à 12° par kil. de vapeur

à condenser. On demande le volume que devra engendrer le piston de la pompe à air pour qu'il n'existe dans celle-ci qu'une tension totale de $0^{atm.},09$ à la fin de la période pendant laquelle les produits de la condensation passent du condenseur dans la pompe ; cette tension correspond à $0^{m},0684$ de mercure.

Le poids de vapeur à condenser et que le piston de la pompe à air doit expulser à chaque course utile, étant de $0^{kil},35$ et la température après la condensation étant t', il faudra, évidemment, enlever à cette vapeur une quantité de chaleur égale à

$$0^{kil.},35\ (630^{cal.} - t').$$

Le poids d'eau froide à 12° qu'il faudra appliquer à cette condensation, sera de

$$0^{kil.},35.\ 24 = 8^{kil.},40,$$

et la quantité de chaleur que cette eau enlèvera à la vapeur, en augmentant de température jusqu'à t', sera de

$$8^{kil.},4\ (t' - 12^{\circ}).$$

On pourra donc poser l'équation

$$0^{kil.},35\ (630^{cal.} - t') = 8^{kil.},4\ (t' - 12^{\circ}),$$

d'où

$$t' = 36^{\circ},72.$$

A cette température, la tension de la vapeur est de $0^{m},060$ de mercure, environ ; la tension propre des gaz mélangés à cette vapeur devra donc être de

$$0^{m},0684 - 0^{m},06 = 0^{m},0084 = T - T'.$$

En négligeant les effets de l'accroissement de température sur les eaux de condensation dont le poids total sera de

$$8^{kil.},40 + 0^{kil.},35 = 8^{kil.},75,$$

le volume V′ sera de $0^{m^3},00875$
et la formule (A) donnera

$$V' = 0^{m^3},00875 + \frac{0,00875}{18}\left(\frac{273 + 36,72}{273 + 12^{\circ}}\right)\frac{0^{m},76}{0^{m},0084} =$$

0,0479 mètre cube.

Pour être certain d'obtenir le résultat proposé, malgré les rentrées d'air extérieur, les retards de condensation et les

fuites d'eau autour des pistons, les praticiens augmentent les capacités théoriques ainsi déterminées, d'au moins un tiers ; ils donneraient donc à la pompe à air, dans l'exemple que nous venons d'examiner

$$0^{m^3},0479 + \frac{0^{m^3},0479}{3} = 0^{m^3},064.$$

La tension régulatrice dans le condenseur, si les eaux de condensation s'y établissent au même niveau que dans la pompe à air à la fin de la période d'admission, serait la même que dans celle-ci, $0^{atm.},09$; mais s'il s'établissait entre les deux capacités, une différence de niveau de $0^m,20$ et que la résistance des soupapes fût équivalente à une colonne d'eau de $0^m,15$, la tension régulatrice dans le condenseur l'emporterait de $0^m,35$ d'eau, ou de $0^{atm.},0348$, sur la tension régulatrice de la pompe à air, et deviendrait égale à $0^{atm.},09 + 0^{atm.},0348 = 0^{atm.},1248$.

Aucune capacité de pompe à air ne pourrait abaisser la tension dans le condenseur, au dessous de $0^m,06$ de mercure puisqu'à la température des eaux de condensation, la vapeur seule présente cette tension qui n'est nullement dépendante de l'étendue des capacités.

Si la pompe à air était du système aspirant et foulant qui l'isole du condenseur pendant l'une des condensations, celui-ci devrait avoir, d'après nos prescriptions, une capacité égale à 20 fois, environ, le volume des eaux de condensation ; soit $0^m,00875.20 = 0^{m^3},175$, en admettant que la tension de la vapeur avant la condensation, ait été d'environ $0^{atm.},6$.

Dans ce cas, la tension régulatrice de $0^{atm.},09$, si l'eau s'établissait au même niveau dans les deux capacités et si les soupapes n'opposaient aucune résistance au mouvement, serait la même dans le condenseur et dans la pompe à air, et elle se manifesterait à la fin de la période d'admission dans cette dernière ; puis, pendant la condensation suivante, les produits de cette condensation s'accumuleraient dans le condenseur, avec le stock de produits gazeux à la tension régulatrice qui y était resté. La totalité du liquide, avant cette dernière condensation, avait passé dans la pompe à air et l'on peut négliger absolu-

ment la masse liquide qui reste toujours au fond du condenseur; elle occupe un espace qui ne doit pas être considéré comme faisant partie de la capacité de ce condenseur.

Cherchons maintenant l'accroissement de tension que peut produire cette accumulation de produits dans le condenseur, pendant la période où il est isolé de la pompe à air, en négligeant l'influence des retards qui peuvent se produire dans la condensation et en supposant la venue d'eau froide toujours proportionnée à la venue de vapeur, de façon à conserver toujours la même température aux eaux de condensation et la même tension correspondante, à la vapeur.

Nous avons vu ci-dessus que, dans la pompe à air, à l'instant où se manifeste la tension régulatrice, les produits de deux condensations, quand on ne tient pas compte des causes de pertes qui obligent à agrandir cette pompe, occupent un volume de $0^{m^3},0479$, dont $0^{m^3},00875$ sont occupés par l'eau provenant de ces deux condensations. Les produits gazeux y occupent donc un volume de

$$0^{m^3},0479 - 0^{m^3},00875 = 0^{m^3},0392,$$

sous la tension de $0^m,0084$ de mercure.

Comme le condenseur a une capacité de $0^{m^3},175$ et qu'il contenait ce volume de produits gazeux avant la période d'accumulation, il devra contenir à la fin de cette période où le clapet de communication avec la pompe à air reste fermé, $\frac{0^{m^3}.0392}{2}$ de gaz ramenés à la tension $0^m,0084$, de plus qu'auparavant, soit

$$0^{m^3},1750 + 0^{m^3},0196 = 0^{m^3},1946$$

de gaz, lorsqu'ils sont supposés à la tension $0^m,0084$.

Mais, à cette époque, sa capacité de $0^{m^3},175$ se trouve diminuée du volume des eaux d'une condensation et réduite à

$$0^{m^3},175 - \frac{0^{m^3},00875}{2} = 0^{m^3},1706;$$

il faudra donc que les $0^{m^3},1946$ de gaz à la tension de $0^m,0084$, se compriment pour occuper la capacité réduite qui leur est

Cette condition de fonctionnement est si rapprochée de celle du condenseur pour machine à double effet, lorsque la pompe est aspirante élévatoire, que l'on peut adopter la même règle pour déterminer la capacité de ce condenseur ; *il aurait la même capacité que celui d'une machine à double effet qui aurait le même cylindre moteur et dont le travail correspondant à chaque course, serait identiquement la reproduction de celui qui se produit dans la machine à simple effet pendant sa course utile.*

Le tableau ci-dessus fournira cette capacité qui correspond au cas d'emploi de la pompe aspirante élévatoire.

Supposons maintenant que, dans la machine à simple effet, la condensation et l'admission dans la pompe à air, s'effectuent successivement, ce qui n'est possible qu'avec la pompe aspirante et foulante (fig. 27).

Dans ce cas, la tension dans le condenseur et dans la pompe à air, serait la tension régulatrice, à la fin de la course montante ; puis, le clapet G restant fermé pendant la course descendante ou d'expulsion de la pompe, les produits de la condensation qui se forment pendant cette dernière course, s'accumulent dans le condenseur qui n'a plus d'issue et y créent une tension d'autant plus grande qu'il est plus petit.

Ce cas est celui du condenseur de la machine à double effet, avec pompe foulante, pendant que ce piston expulse les produits de la condensation, et *l'on peut donner au condenseur, pour les mêmes motifs, la capacité qu'aurait le condenseur de la machine à double effet avec pompe foulante, si le travail de chaque coup de piston, dans cette dernière machine, était la reproduction exacte du travail de la course utile dans la machine à simple effet.*

Notre tableau fournira également cette capacité.

Enfin si la condensation se faisait pendant la course descendante du piston de la pompe, supposée aspirante élévatoire (fig. 24), les clapets du piston se soulèveraient pendant cette course, le condenseur et la pompe seraient en libre communication et la tension, dans les deux capacités, s'élèverait jusqu'à la tension régulatrice qui serait atteinte à la fin de cette course. Pendant la course montante, les produits, à la tension régulatrice dans le condenseur, passeraient en partie dans la

pompe pendant qu'elle rejette dans l'atmosphère, tous ceux qui avaient passé au-dessus de son piston, et la tension baisserait dans ce condenseur jusqu'à la fin de cette course montante, pour revenir à la tension régulatrice pendant la course descendante qui suivra.

Nous retrouvons encore ici les conditions de fonctionnement du condenseur de la machine à double effet avec pompe à air aspirante élévatoire, qui pourrait être très petit sans les retards de condensation et, pour éviter les inconvénients de ces retards, il convient de lui donner la même capacité qu'au condenseur de la machine à double effet, produisant le même travail avec la même tension initiale de vapeur, par coup de piston utilisé.

Les condenseurs des machines à simple effet doivent donc avoir la même capacité que ceux des machines à simple effet avec pompe à air aspirante élévatoire, excepté dans le cas où la pompe est foulante et où la condensation se fait dans le condenseur pendant qu'il est isolé de cette pompe ; sa capacité doit être alors celle du condenseur de la machine à double effet avec pompe foulante.

Dans tous les cas, la capacité de la pompe à air ne doit être que la moitié de ce qu'elle serait pour la machine à double effet consommant la même quantité de vapeur à la même tension initiale par coup de piston utilisé.

4° Dans les machines à double effet, les pompes à air à double effet (fig. 36), produisent le même degré de vide que deux pompes aspirantes élévatoires de même capacité, agissant alternativement. Il n'y a jamais, dans ce cas, accumulation de produits de la condensation dans le condenseur ; ils sont évacués, dans chaque course, en quantité égale à celle qui se forme pendant cette course, et le condenseur pourrait être très petit, n'était l'inconvénient des retards de condensation. Pour les éviter, on peut donner au condenseur la même capacité que si la pompe était aspirante élévatoire et fonctionnait à simple effet.

5° Lorsque le nombre de courses du piston de la pompe à air n'est pas le même que celui des courses du piston moteur, le condenseur et la pompe à air doivent avoir la même capacité

que si le nombre de courses de ces pistons était le même et que la quantité de produits de la condensation qui se formeraient dans ces deux courses, fût égale à celle qui se forme effectivement pour le nombre de courses du piston moteur qui correspond à deux courses du piston de la pompe à air.

6° L'eau froide qui sert à la condensation, au lieu d'arriver d'une manière à peu près continue et uniforme dans le condenseur, devrait arriver avec plus d'abondance au début qu'à la fin de chaque condensation, afin d'éviter l'accroissement de tension, dans le condenseur, qui est dû à une trop haute température des eaux de condensation, à la trop haute tension des vapeurs saturées, correspondante à cette température et, surtout, aux retard de condensation. On pourrait arriver à ce résultat en injectant l'eau froide par deux orifices dont l'un verserait, sans interruption, une partie de l'eau nécessaire à la condensation complète, et dont l'autre verserait le complément par intermittence et dès le début de la décharge de vapeur.

7° Il ne faut négliger aucun moyen de multiplier les points de contact entre la vapeur et l'eau froide qui arrivent simultanément dans le condenseur, afin d'accélérer la condensation et pour qu'il n'échappe à cette condensation que la plus petite quantité possible de vapeur, dès le début de l'opération. Plus la condensation est rapide plus la contrepression moyenne derrière le piston moteur, pendant la course, devient faible.

8° Un des meilleurs moyens d'accélérer la condensation serait de subdiviser pour ainsi dire à l'infini les filets d'injection de l'eau froide ; on réaliserait assez bien cette condition en plaçant la bâche à eau froide un peu plus haut que le condenseur et en dirigeant les filets au sortir de la pomme d'injection, de façon qu'ils se rencontrent et se choquent très près des orifices de sortie. M. Colladon, dans ses machines à comprimer l'air, a obtenu un effet de refroidissement très rapide, par ce procédé qui n'exige pas absolument que les filets aient un très petit diamètre qui exposerait les orifices à s'obstruer.

9°. Le tuyau de communication entre le cylindre moteur et le condenseur doit offrir le moins de résistance possible à l'écoulement de la vapeur, afin que la différence de tension

entre les deux capacités, soit la plus faible possible ; il faut donc que ce tuyau soit court, large et non contourné, et que la lumière de dégagement sur le cylindre ait une grande section.

10° La position de la pompe à air, relativement au condenseur, doit être telle que, lorsque tous les produits que le piston doit refouler dans l'atmosphère, sont entrés dans cette pompe, le niveau des eaux de condensation ne s'élève dans celle-ci, que d'une petite quantité au-dessus de la partie supérieure de l'orifice que recouvre le clapet de retenue placé entr'elle et le condenseur. La pompe produit alors, dans ce dernier, toute la raréfaction correspondante au volume engendré par son piston. Toute surélévation du niveau dans cette pompe, à cette époque de son fonctionnement, amène un accroissement de tension continu et représenté par la différence des niveaux dans les deux capacités en communication.

11° Le clapet de retenue et les clapets du piston de la pompe, quand elle est aspirante élévatoire, doivent se soulever sous le moindre effort ; s'ils opposaient une résistance au soulèvement, elle produirait le même effet d'accroissement général de la tension, que la surélévation du niveau de l'eau dans la pompe ; cet accroissement serait mesuré par la hauteur de la colonne d'eau qui devrait agir sur leur face inférieure pour les soulever.

12° Les fuites autour du piston d'une pompe à air aspirante élévatoire, occasionnent la rentrée d'un certain volume d'eau, dans la région de la pompe d'où il vient d'être extrait, et comme ce volume doit être repris par le piston dans la course suivante, en même temps que le volume normal des eaux de condensation, l'espace livré aux produits gazeux, dans la pompe à air, se trouve réduit d'autant, et la tension régulatrice est augmentée dans la pompe et dans le condenseur.

Si la pompe est aspirante et foulante avec piston plongeur, les fuites autour de la garniture amènent dans la pompe de l'air atmosphérique pendant la période d'admission des produits de la condensation, dans cette pompe, et ces rentrées d'air extérieur peuvent augmenter très rapidement la tension dans tout l'appareil. On peut atténuer l'inconvénient en plaçant la garniture dans une bâche pleine d'eau, de façon à remplacer les

rentrées d'air par des rentrées d'eau qui sont moins dangereuses ; mais ces rentrées d'eau produisent encore le même effet que les fuites autour du piston dans l'autre système de pompe ; elles diminuent l'espace livré aux produits gazeux et, finalement, elles ont la même influence sur la tension générale, qu'une diminution du volume engendré par le piston, égale au volume d'eau qui a passé du dessus au dessous du piston, ou qui a passé, par la garniture, de l'extérieur à l'intérieur de la pompe.

Les garnitures de pistons doivent donc être tenues en bon état et quand il s'y produit un dérangement, on s'en aperçoit à un accroissement progressif de la tension dans le condenseur.

13° Comme il est difficile, dans la pratique, de supprimer entièrement les fuites autour des pistons, et les rentrées d'air par les joints mal faits et par les stuffenbox que traversent les tiges des pistons, il convient de leur donner un diamètre plus grand que celui que fournit le calcul pour un degré de vide déterminé, quand on tient à obtenir ce vide malgré les fuites que l'on ne peut empêcher. La théorie de la pompe à air, qui va suivre, apportera de nouvelles lumières dans cette question.

De la quantité de gaz permanents fournie par les eaux de condensation.

Toutes les eaux que l'on trouve à la surface de la terre, ou que l'on tire des puits, tiennent en dissolution une certaine quantité de gaz permanents qui, sous la pression atmosphérique, commencent à s'en dégager vers la température de 55° et sont complètement expulsés à la température d'ébullition. Lorsqu'on fait un vide plus ou moins parfait au dessus de la surface de ces eaux, les gaz s'en dégagent à une température beaucoup plus basse ; c'est ce qui arrive dans les condenseurs.

Toutes les observations faites jusqu'à présent démontrent en effet que les quantités de gaz que l'eau tient en dissolution, croissent et décroissent proportionnellement à la pression qui pèse sur la surface du liquide.

On n'a pas fait beaucoup d'expériences sur les quantités de gaz que les eaux chauffées ou déchargées d'une partie de la pression atmosphérique, pouvaient dégager, et nous allons exposer le peu de connaissances acquises à ce sujet.

D'après les expériences de M. Normandy, en Angleterre, un litre d'eau de pluie porté à la température d'ébullition, a fourni 54,1 centimètres cubes d'un gaz à la pression atmosphérique et contenant :

Acide carbonique . .	22,60	centimètres cubes,
Oxygène	18,06	»
Azote	13,44	»
Total. . .	54,10	centimètres cubes ;

soit $\frac{54,1}{1000} = \frac{1}{18,48}$ du volume de l'eau.

D'autres expériences du même ingénieur sur de l'eau de mer n'ont fourni, par litre d'eau, que $\frac{1}{5}$ environ de cette quantité de produits gazeux, dont plus de la moitié était de l'acide carbonique et de l'air oxygéné.

D'autres expérimentateurs sont arrivés à des résultats à peu près semblables, sur l'eau de mer.

D'après les expériences de M. Péligot, un litre d'eau de Seine puisée en hiver, a fourni, en la portant à la température d'ébullition, la même quantité de gaz que ci-dessus, 54,1 centimètres cubes, ayant la composition suivante :

Acide carbonique. .	22,60	centimètres cubes,
Oxygène	10,10	»
Azote	21,40	»
Total . .	54,10	centimètres cubes.

Ces renseignements théoriques étant insuffisants pour que l'on puisse, avec sécurité, s'en servir comme base du calcul de la capacité des pompes à air, nous avons essayé de mesurer directements sur quelques machines en mouvement, la quantité de produits gazeux expulsés par la pompe à air, relativement à la quantité d'eau qui les avait fournis : voici le procédé adopté pour ces observations :

Après avoir mesuré la course et le diamètre du piston de la

pompe à air d'une machine fonctionnant lentement, pour donner à la condensation le temps de s'effectuer complètement, nous mesurions aussi exactement que possible, la quantité d'eau de condensation expulsée à chaque course utile de ce piston, en la recueillant dans une bâche d'une capacité connue. La différence entre le volume engendré par le piston de la pompe et ce volume des eaux de condensation, représentait évidemment la capacité occupée dans cette pompe, par le mélange de vapeur et de gaz non condensables.

On déterminait ensuite la tension totale de ce mélange, à l'aide d'un bon manomètre de Bourdon, à l'instant où s'achevait la période d'admission des produits de la condensation, dans cette pompe à air ; puis on relevait la température de ces eaux de condensation et la température des eaux qui étaient appliquées à la condensation et qui alimentaient toute la machine. La tension totale étant ainsi connue, ainsi que la température générale dans la pompe, on déterminait la tension de la vapeur seule, qui se déduisait de sa température, et la différence entre la tension totale et cette tension de vapeur saturée, représentait la tension effective des produits gazeux dans la capacité connue qui les contenait, à la température des eaux de condensation.

En ramenant ensuite ce volume connu de gaz, à la tension atmosphérique et à la température des eaux froides qui alimentaient la machine, il devenait possible de comparer la quantité de gaz introduit dans l'appareil par les eaux alimentaires, relativement au volume de ces eaux, et sous les mêmes tension et température. Ce procédé appliqué à quelques machines, a fourni des résultats assez variés qui peuvent tenir à deux causes qui sont : des rentrées d'air extérieur dans l'appareil de condensation, ou des différences dans les quantités de gaz contenues dans un même volume des eaux froides qui servaient à alimenter ces machines. Le résultat moyen a été le suivant :

Le volume de gaz permanents que dégagent dans les appareils de condensation, les eaux qui servent à alimenter les chaudières et celles qui produisent directement la condensation, est moyennement de $\frac{1}{18}$ du volume des eaux de condensation,

ces gaz étant supposés ramenés à la tension atmosphérique ordinaire et à la température des eaux froides qui servent à alimenter la machine.

Nous avons constaté, depuis ces expériences, que l'on pouvait admettre, dans les calculs a priori, ce résultat moyen, non comme devant se reproduire toujours bien exactement, mais comme suffisant pour éviter tout grave mécompte dans les applications, lorsque les condenseurs sont construits avec soin.

Dans les cas particuliers où une mesure directe de la quantité de gaz contenue dans les eaux alimentaires d'une machine à construire, fournirait un autre rapport, il serait facile de faire aux théories qui vont suivre, les modifications correspondantes.

Capacité de la pompe à air.

Nous avons vu ci-dessus : 1° que la tension générale dans un condenseur, dépend en grande partie du volume offert, dans la pompe à air, aux produits liquides et gazeux de la condensation ; 2° que plus ce volume est considérable, plus la *tension régulatrice* qui s'y établit, est faible; 3° que, si l'on fait abstraction de l'accroissement momentané de tension dans le condenseur, au commencement de chaque injection de vapeur, accroissement dû à l'insuffisance d'eau froide en cet instant, et aux retards de condensation, la tension régulatrice représente le minimum de la tension dans le condenseur, quand la pompe est aspirante et foulante, et le maximum quand elle est aspirante élévatoire et que la machine est à double effet ; 4° que l'on peut diminuer l'accroissement de tension au début de la condensation, en injectant l'eau froide en plus forte proportion dans cet instant et en la divisant le plus que possible. Nous démontrerons plus loin que, quel que soit le système de la machine, les oscillations théoriques de la tension dans le condenseur, au dessus ou au dessous de la tension régulatrice, sont assez faibles quand on a donné à ce condenseur la capacité qui correspond aux règles que nous avons posées, et nous commencerons par déterminer le volume que doit engendrer le

piston de la pompe à air, pour que l'on obtienne une tension régulatrice déterminée.

Représentons par

V la capacité de la pompe à air, ou le volume engendré par son piston ;

V′ le volume des eaux de condensation qui doivent être extraites par chaque coup de piston utile de la pompe à air ;

t' la température des eaux de condensation déterminée par les règles posées précédemment ;

t la température des eaux froides qui alimentent la machine;

T la tension régulatrice totale que l'on veut obtenir dans la pompe à air ;

T′ la tension des vapeurs saturées à la température t'.

La pression barométrique est supposée de $0^m,76$ de mercure.

Si la tension régulatrice totale doit être T et que la vapeur seule développe une tension T′, il est clair que les gaz mêlés à la vapeur devront être à la tension T — T′.

Le volume $\frac{V'}{18}$ de ces gaz pris à la tension $0^m,76$ et à la température t, quand la tension se sera abaissée à T — T′ et que la température se sera élevée à t', devra être de

$$\frac{V'}{18}\left(\frac{273+t'}{273+t}\right)\frac{0^{atm.},76}{T-T'};$$

et comme la pompe à air devra contenir en outre le volume V′ d'eau de condensation, il faudra que son piston engendre un volume

$$V = V' + \frac{V'}{18}\left(\frac{273+t'}{273+t}\right)\frac{0,76}{T-T'}, \qquad (A)$$

Application numérique. Supposons que, dans une machine à vapeur à double effet, munie d'une pompe à air à simple effet dont le piston fait autant de courses que le piston moteur, il faille condenser pour deux courses du piston moteur, $0^{kil.},35$ de vapeur sèche, dans des conditions de tension telles, qu'il soit nécessaire d'enlever à chaque kil. de cette vapeur, $630^{cal.}$ pour la réduire à l'état d'eau liquide à 0°. On dispose pour effectuer cette condensation, de $24^{kil.}$ d'eau froide à 12° par kil. de vapeur

à condenser. On demande le volume que devra engendrer le piston de la pompe à air pour qu'il n'existe dans celle-ci qu'une tension totale de $0^{atm.},09$ à la fin de la période pendant laquelle les produits de la condensation passent du condenseur dans la pompe ; cette tension correspond à $0^{m},0684$ de mercure.

Le poids de vapeur à condenser et que le piston de la pompe à air doit expulser à chaque course utile, étant de $0^{kil},35$ et la température après la condensation étant t', il faudra, évidemment, enlever à cette vapeur une quantité de chaleur égale à

$$0^{kil.},35\ (630^{cal.} - t').$$

Le poids d'eau froide à 12° qu'il faudra appliquer à cette condensation, sera de

$$0^{kil.},35.\ 24 = 8^{kil.},40,$$

et la quantité de chaleur que cette eau enlèvera à la vapeur, en augmentant de température jusqu'à t', sera de

$$8^{kil.},4\ (t' - 12^{\circ}).$$

On pourra donc poser l'équation

$$0^{kil.},35\ (630^{cal.} - t') = 8^{kil.},4\ (t' - 12^{\circ}),$$

d'où

$$t' = 36^{\circ},72.$$

A cette température, la tension de la vapeur est de $0^{m},060$ de mercure, environ ; la tension propre des gaz mélangés à cette vapeur devra donc être de

$$0^{m},0684 - 0^{m},06 = 0^{m},0084 = T - T'.$$

En négligeant les effets de l'accroissement de température sur les eaux de condensation dont le poids total sera de

$$8^{kil.},40 + 0^{kil.},35 = 8^{kil.},75,$$

le volume V' sera de $0^{m^3},00875$
et la formule (A) donnera

$$V' = 0^{m^3},00875 + \frac{0,00875}{18}\left(\frac{273 + 36,72}{273 + 12^{\circ}}\right)\frac{0^{m},76}{0^{m},0084} =$$

0,0479 mètre cube.

Pour être certain d'obtenir le résultat proposé, malgré les rentrées d'air extérieur, les retards de condensation et les

fuites d'eau autour des pistons, les praticiens augmentent les capacités théoriques ainsi déterminées, d'au moins un tiers; ils donneraient donc à la pompe à air, dans l'exemple que nous venons d'examiner

$$0^{m^3},0479 + \frac{0^{m^3},0479}{3} = 0^{m^3},064.$$

La tension régulatrice dans le condenseur, si les eaux de condensation s'y établissent au même niveau que dans la pompe à air à la fin de la période d'admission, serait la même que dans celle-ci, $0^{atm.},09$; mais s'il s'établissait entre les deux capacités, une différence de niveau de $0^m,20$ et que la résistance des soupapes fût équivalente à une colonne d'eau de $0^m,15$, la tension régulatrice dans le condenseur l'emporterait de $0^m,35$ d'eau, ou de $0^{atm.},0348$, sur la tension régulatrice de la pompe à air, et deviendrait égale à $0^{atm.},09 + 0^{atm.},0348 = 0^{atm.},1248$.

Aucune capacité de pompe à air ne pourrait abaisser la tension dans le condenseur, au dessous de $0^m,06$ de mercure puisqu'à la température des eaux de condensation, la vapeur seule présente cette tension qui n'est nullement dépendante de l'étendue des capacités.

Si la pompe à air était du système aspirant et foulant qui l'isole du condenseur pendant l'une des condensations, celui-ci devrait avoir, d'après nos prescriptions, une capacité égale à 20 fois, environ, le volume des eaux de condensation ; soit $0^m,00875.20 = 0^{m^3},175$, en admettant que la tension de la vapeur avant la condensation, ait été d'environ $0^{atm.},6$.

Dans ce cas, la tension régulatrice de $0^{atm.},09$, si l'eau s'établissait au même niveau dans les deux capacités et si les soupapes n'opposaient aucune résistance au mouvement, serait la même dans le condenseur et dans la pompe à air, et elle se manifesterait à la fin de la période d'admission dans cette dernière ; puis, pendant la condensation suivante, les produits de cette condensation s'accumuleraient dans le condenseur, avec le stock de produits gazeux à la tension régulatrice qui y était resté. La totalité du liquide, avant cette dernière condensation, avait passé dans la pompe à air et l'on peut négliger absolu-

ment la masse liquide qui reste toujours au fond du condenseur; elle occupe un espace qui ne doit pas être considéré comme faisant partie de la capacité de ce condenseur.

Cherchons maintenant l'accroissement de tension que peut produire cette accumulation de produits dans le condenseur, pendant la période où il est isolé de la pompe à air, en négligeant l'influence des retards qui peuvent se produire dans la condensation et en supposant la venue d'eau froide toujours proportionnée à la venue de vapeur, de façon à conserver toujours la même température aux eaux de condensation et la même tension correspondante, à la vapeur.

Nous avons vu ci-dessus que, dans la pompe à air, à l'instant où se manifeste la tension régulatrice, les produits de deux condensations, quand on ne tient pas compte des causes de pertes qui obligent à agrandir cette pompe, occupent un volume de $0^{m^3},0479$, dont $0^{m^3},00875$ sont occupés par l'eau provenant de ces deux condensations. Les produits gazeux y occupent donc un volume de

$$0^{m^3},0479 - 0^{m^3},00875 = 0^{m^3},0392,$$

sous la tension de $0^m,0084$ de mercure.

Comme le condenseur a une capacité de $0^{m^3},175$ et qu'il contenait ce volume de produits gazeux avant la période d'accumulation, il devra contenir à la fin de cette période où le clapet de communication avec la pompe à air reste fermé, $\frac{0^{m^3}.0392}{2}$ de gaz ramenés à la tension $0^m,0084$, de plus qu'auparavant, soit

$$0^{m^3},1750 + 0^{m^3},0196 = 0^{m^3},1946$$

de gaz, lorsqu'ils sont supposés à la tension $0^m,0084$.

Mais, à cette époque, sa capacité de $0^{m^3},175$ se trouve diminuée du volume des eaux d'une condensation et réduite à

$$0^{m^3},175 - \frac{0^{m^3},00875}{2} = 0^{m^3},1706;$$

il faudra donc que les $0^{m^3},1946$ de gaz à la tension de $0^m,0084$, se compriment pour occuper la capacité réduite qui leur est

offerte, et si l'on suppose, ce qui peut se faire sans erreur sensible, que leur température reste constante, ils y établiront une tension de

$$0^{m},0084 \frac{0^{m^3},1946}{0^{m^3},1706} = 0^{m},0096 \text{ de mercure.}$$

La tension totale dans le condenseur, en ajoutant la tension de la vapeur à celle des gaz, sera donc à cette époque

$$0^{m},0600 + 0^{m},0096 = 0^{m},0696 \text{ de mercure.}$$

Ainsi, dans un appareil de condensation tel que celui dont il vient d'être question, fonctionnant dans les conditions spéciales que nous avons adoptées et qui ne sortent point des conditions ordinaires de la pratique, la tension dans le condenseur, pendant l'entrée des produits de la condensation dans la pompe à air, passerait de $0^{m},0696$ de mercure à $0^{m},0684$ et, pendant la période d'expulsion des produits par la pompe, passerait de $0^{m},0684$ à $0^{m},0696$, en ne subissant que des variations de $0^{m},012$ de mercure, qui se reproduiraient périodiquement.

Tout excès de tension, aux époques indiquées, sur celles que nous venons de déterminer, devrait être mis sur le compte d'une erreur sur la quantité de gaz contenue dans les eaux alimentaires, quantité qui serait plus grande que celle que nous avons admise; sur le compte des retards de condensation ou d'une trop haute température momentanée des eaux de condensation si la venue d'eau froide n'avait pas été proportionnée à la venue de vapeur, et enfin d'une rentrée d'air extérieur qui pourrait être supprimée par une bonne réparation des joints ou un meilleur entretien des bourrages.

Si la pompe était du système aspirant élévatoire qui permet la libre communication entre le condenseur et la pompe à air, pendant les deux courses du piston, on arriverait à un autre résultat.

Nous admettrons la même capacité de condenseur quoiqu'elle puisse être un peu plus petite, comme nous l'avons vu.

Lorsque le piston de la pompe commence sa course d'expulsion des produits de deux condensations, le condenseur ne

contient plus d'eau et renferme $0^{m3},175$ de produits gazeux à la tension de $0^{m},0084$ de mercure et un même volume de vapeur à la tension de $0^{m},06$, qui constituent ensemble la tension régulatrice.

Pendant cette course, une nouvelle condensatiou apporte, comme ci-dessus, $\frac{0^{m3},00875}{2}$ d'eau de condensation et $\frac{0^{m3},0392}{2}$ de gaz à la tension de $0^{m},0084$ de mercure ; mais pendant cette excursion du piston, le stock de gaz resté dans le condenseur et ceux qui proviennent de la nouvelle condensation, ont pu occuper le volume du condenseur, diminué de $\frac{0^{m3},00875}{2}$ et toute la capacité de la pompe à air sous le piston, soit un volume total de

$$0^{m3},175 - 0^{m3},00437 + 0^{m3},0479 = 0^{m2},2185.$$

La tension des $0^{m3},175 + \frac{0^{m3},0392}{2}$ de gaz supposés à la tension de $0^{m},0084$, deviendra dans ce cas,

$$0^{m},0084 \frac{0^{m3},175 + 0^{m3},0196}{0^{m3},2185} = 0^{m},0074 \text{ de mercure.}$$

On voit, d'après cela, que si l'appareil de condensation que nous avons adopté était muni d'une pompe aspirante élévatoire, la tension dans le condenseur, pendant la course du piston de cette pompe qui rejette dans l'atmosphère les produits de deux condensations, s'abaisserait de $0^{m},0684$ de mercure à $0^{m},0074 + 0^{m},06 = 0^{m},0674$ et, pendant la course suivante, s'éleverait de $0^{m},0674$ à $0^{m},0684$, en ne subissant, par conséquent, que des variations de $0^{m},001$ de mercure. Tout excès de tension qui se produirait au-delà de ces limites, dans les instants correspondants, devrait être mis sur le compte des rentrées d'air extérieur, d'un retard dans la condensation et parfois d'une diminution momentanée de la venue d'eau froide relativement à la quantité de vapeur à condenser, ce qui amènerait, momentanément, une très haute température des vapeurs mélangées aux gaz.

Si l'on faisait varier la quantité d'eau froide appliquée à la condensation de chaque kil. de vapeur, dans la même machine munie du même appareil de condensation, la tension régulatrice à laquelle les tensions, pendant les diverses phases d'une opération, sont proportionnelles, subirait elle-même des variations dépendantes du poids d'eau froide injectée dans le condenseur.

L'équation (A) résolue relativement à T et en y remplaçant t par sa valeur, 12°, et V par sa valeur théorique, $0^{m^3},0479$, donne :

$$T = T' + 0,000195\,(273 + t')\,\frac{V'}{0,0479 - V'}.$$

Dans cette équation, on peut déterminer t' par l'expression

$$0^{kil.},35\,(630^{cal.} - t') = p\,(t' - 12),$$

p représentant le poids d'eau froide appliquée à la condensation des $0^{kil.},35$ de vapeur.

On peut aussi employer l'expression plus simple :

$$630^{cal.} - t' = p\,(t' - 12^\circ), \text{ qui donne } t' = \frac{630 + 12.p}{p + 1}\ ;$$

p représente alors le poids d'eau froide à 12° appliqué à la condensation de chaque kil. de vapeur.

Le volume V' des eaux de condensation sera égal à celui du poids d'eau $p + 0^{kil.},35$, et la tension T' de la vapeur à la température t' de ces eaux de condensation, sera donnée par la table fondamentale.

En calculant par ce procédé les diverses tensions régulatrices théoriques T, que l'on obtiendrait en faisant varier la quantité d'eau froide appliquée à la condensation, on arrive aux résultats consignés dans le tableau ci-contre.

On voit, d'après ce tableau, que la tension régulatrice et, par suite, les tensions pendant les diverses phases d'une opération, dans le condenseur, augmentent quand la quantité d'eau froide injectée n'est pas assez grande, ce qui est dû à la prédominance de la tension de la vapeur à la température trop élevée des eaux de condensation ; que, jusqu'à $24^{kil.}$ ou $25^{kil.}$ d'eau froide à 12°, l'accroissement du vide est assez rapide,

Poids d'eau froide à 12° appliquée à la condensation de chaque kil. de vapeur.	Température t' des eaux de condensation.	Volume V' des eaux provenant de deux condensations.	Volume V — V' = $0^{m3},0479$ — V' occupé par les gaz dans la pompe à air.	Tension T' de la vapeur à la température t'. — En mètre de mercure	Tension régulatrice totale T. — En mètre de mercure.	Tension régulatrice totale T. — En atmosphère.
kil.						atm.
15	50°,62	$0^{m3},0056$	$0^{m3},0423$	$0^{m},094$	$0^{m},1023$	0,134
24	36°,72	0,0087	0,0392	0,044	0,0574	0,075
26	34°,89	0,0095	0,0384	0,041	0,0558	0,073
28	33°,31	0,0102	0,0377	0,038	0,0541	0,071
30	31°,93	0,0109	0,0370	0,035	0,0523	0,069
32	30°,73	0,0116	0,0363	0,033	0,0519	0,068
50	24°,11	0,0178	0,0301	0,022	0,0562	0,074

mais qu'au délà il devient presque insignifiant, pour se transformer en diminution vers le poids de $50^{kil.}$ d'eau froide par kil. de vapeur, diminution du degré de vide qui s'accentuerait de plus en plus à mesure que l'on injecterait plus d'eau froide, parce qu'alors l'influence de la tension des gaz deviendrait prédominante à son tour et croîtrait plus vite que celle de la vapeur ne diminuerait.

Dans la pratique, on ne dépasse guère le chiffre de $25^{kil.}$ à $30^{kil.}$ et l'on ne descend guère au dessous de 20, à moins qu'il y ait impossibilité de se procurer une quantité d'eau froide suffisante. La pratique est donc parfaitement d'accord avec les prescriptions qui résultent des considérations que nous venons d'exposer, car il est inutile et il serait parfois onéreux, de manœuvrer de très grandes masses d'eau pour n'obtenir qu'un accroissement de vide insignifiant.

Si, tout en employant, dans cette machine, $24^{kil.}$ d'eau froide à 12° pour condenser $1^{kil.}$ de vapeur, ou se contentait d'une tension régulatrice de $0^{atm.},12$ ou de $0^{m},0912$ de mercure, au lieu de $0^{atm.},09$ que nous avons primitivement adoptée, l'équation (A) donnerait pour volume théorique engendré par le piston de la pompe à air :

$$V = 0^{m^3},0087 + \frac{0^{m^3}.0087}{18}\left(\frac{273 + 36^\circ,72}{273 + 12}\right)\frac{0^m76}{0^m,0912 - 0,06} = 0^{m^3},0216\ ;$$

que l'on augmenterait aussi de $\frac{1}{3}$ dans la pratique.

Dans ces nouvelles conditions théoriques, la tension régulatrice totale T se composerait de $0^m,044$ de mercure provenant de la vapeur à $36^\circ,72$ et de $0^m,0472$ provenant des gaz à la même température.

Sur la capacité totale engendrée par le piston de la pompe à air, soit $0^{m^3},0216$, l'eau occuperait $0^{m^3},0087$ et les gaz $0^{m^3},0129$.

Si, dans les mêmes conditions, la condensation s'effectuait avec des quantités différentes d'eau froide à la même température, (12°), la valeur de la tension régulatrice, tirée de l'équation (A), serait :

$$T = T' + 0,000195\,(273 + t')\,\frac{V'}{0,0216 - V'}.$$

Si l'on condensait avec $15^{kil.}$ d'eau froide par kil. de vapeur, on aurait, d'après le tableau précédent :

$T' = 0^m,094$ de mercure,
$t' = 50^\circ,62$,
$V' = 0^{m^3},0056$,

et l'équation ci-dessus fournirait :

$T = 0^m,094 + 0^m,0367 = 0^m,1297$ de mercure

qui équivalent à $\frac{0,1297}{0,76} = 0,170$ atmosphère.

C'est $0^{atm.},170 - 0^{atm.},134 = 0^{atm.},046$ de plus qu'avec $24^{kil.}$ d'eau froide.

Si, dans les mêmes conditions, on condensait avec $50^{kil.}$ d'eau froide par kil. de vapeur, on aurait encore, d'après le même tableau :

$T' = 0^m,022$ de mercure,
$t' = 24^\circ,11$,
$V' = 0^{m^3},0178$,

et l'équation ci-dessus fournirait :

$T = 0^m,022 + 0^m,2713 = 0^m,2933$ de mercure

qui équivalent à $\frac{0,2933}{0,76} = 0^{atm.},386$.

C'est $0^{atm.},386 - 0^{atm.},091 = 0,296$ atmosphère de plus qu'avec $24^{kil.}$ d'eau froide.

Avec $30^{kil.}$ d'eau froide par kil. de vapeur, on aurait comme précédemment :

$$T' = 0^{m},035 \text{ de mercure,}$$
$$t' = 31^{\circ},93,$$
$$V' = 0^{m^3},0109,$$

l'équation fournirait :

$$T = 0^{m},035 + 0^{m},059 = 0^{m},094 \text{ de mercure,}$$

équivalent à $\frac{0,094}{0,76} = 0,124$ atmosphère.

C[illegible]t $0^{atm.},124 - 0^{atm.},090 = 0^{atm.},034$ de plus qu'avec $24^{kil.}$ d[illegible]u froide, à cause de l'influence croissante des produits g[illegible]ux, à mesure que la capacité de la pompe devient plus p[illegible]e.

[illegible]ns toutes ces hypothèses théoriques, on pourrait déterm[illegible], par la méthode que nous avons employée dans la premi[illegible] application numérique, les variations de la tension dans le [illegible]denseur, au-dessus ou au-dessous de la tension régulatri[illegible] suivant la capacité de ce condenseur et suivant que la po[illegible]e est du système aspirant et foulant ou du système aspira[illegible]élévatoire.

[illegible] voit encore, par toutes ces applications, que plus le vol[illegible]e engendré par le piston de la pompe à air, est faible rel[illegible]vement au volume des eaux de condensation, plus la tensio[illegible] régulatrice est élevée, et plus il faut craindre de s'écarter d[illegible]poids de 24 à $25^{kil.}$ d'eau froide par kil. de vapeur à con[illegible]ser ; surtout dans le sens d'un grand excès d'eau froide, parce qu'alors le volume que peuvent occuper les gaz permanents devient, très rapidement, trop faible et que ces gaz y établissent une tension trop considérable qui se reproduit, avec aggravation, dans le condenseur, lorsque l'eau s'élève plus

dans la pompe que dans celui-ci à la fin de la période d'admission.

Si les eaux froides contenaient plus ou moins de gaz que nous ne l'avons supposé ($\frac{1}{18}$ du volume de l'eau employée), il serait facile de refaire tous nos calculs pour ces nouvelles quantités de gaz constatées par expérience ; mais on arriverait à peu près aux mêmes conséquences, à moins que ces nouvelles quantités proportionnelles de gaz, ne fussent bien différentes de celle que nous avons adoptée et qui peut être admise a priori sans qu'il puisse en résulter de graves mécomptes dans les applications. C'est à la suite d'une longue expérience que les praticiens ont adopté le chiffre moyen de 24 à $25^{\text{kil.}}$ d'eau froide à la température moyenne de notre climat, par kil. de vapeur à condenser, comme le plus favorable à l'abaissement de la tension dans les appareils ordinaires de condensation par injection.

Dans la pratique, on possède un moyen excellent de déterminer la quantité d'eau froide qu'il faut injecter dans un appareil de condensation établi, pour obtenir le plus grand abaissement possible de tension dans le condenseur. On fait varier, par tâtonnement, l'ouverture du robinet d'injection et, par suite, la quantité d'eau injectée, jusqu'à ce que l'on arrive pendant la marche normale de la machine, à ce minimum de tension que l'on constate à l'aide d'un manomètre. La proportion d'eau froide étant ainsi déterminée, on marque le degré d'ouverture du robinet qui l'a fournie et l'on ramène celui-ci dans cette position, chaque fois que l'on remet la machine en marche. Cette méthode a, sur la méthode théorique, l'avantage de tenir implicitement compte des retards de condensation et de toutes les causes perturbatrices qui peuvent influer sur le résultat final. La méthode théorique ne peut prendre en considération toutes ces causes de perturbation, d'une manière bien rationnelle, parce qu'elles sont fort difficiles à apprécier.

En examinant attentivement un grand nombre d'appareils de condensation, nous avons trouvé qu'en général ils sont construits pour abaisser la tension régulatrice dans le condenseur, jusqu'à une limite qui varie de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{14}$ d'atmosphère, quand on

suppose l'injection de 22 à 30$^{kil.}$ d'eau froide à 10° ou 12° par kil. de vapeur ; mais on n'obtient jamais bien exactement la tension pour laquelle ils ont été calculés, parce que la quantité de gaz permanent contenue dans les eaux d'alimentation n'est pas toujours égale à $\frac{1}{18}$ du volume des eaux de condensation ; parce qu'il y a toujours des rentrées d'air extérieur plus ou moins considérables dans le condenseur, rentrées que démontre la rapidité plus ou moins grande avec laquelle le vide disparaît quand la machine s'arrête ; parce que les vapeurs à condenser apportent toujours avec elles beaucoup d'eau liquide à haute température, ce qui relève la température calculée des eaux de condensation et la tension correspondante de leur vapeur, et parce qu'il y a des fuites plus ou moins importantes, autour du piston à vapeur et autour du piston de la pompe à air. Toutes ces causes perturbatrices des effets présumés, combinées avec les retards de condensation, sont fort difficiles à apprécier a priori et très variables suivant les machines, mais quand les dimensions des appareils de condensation ont été calculées pour faire le vide jusqu'à $\frac{1}{12}$ ou $\frac{1}{14}$ d'atmosphère à la fin de la période d'admission dans la pompe à air, avec 25$^{kil.}$ d'eau froide à 10 ou 12° centigrades par kil. de vapeur, et que ces appareils sont convenablement entretenus, on peut compter sur une température d'eau de condensation de 40° au maximum, sur une tension régulatrice de $\frac{1}{10}$ d'atmosphère au plus, sans accroissement de la capacité théorique de la pompe à air. Cependant on ne l'obtient pas toujours, parce qu'il y a des appareils mal organisés, et parfois des vapeurs à condenser, trop chargées d'eau liquide ; c'est surtout lorsque les machines fonctionnent avec une très grande vitesse, que la perte de vide se manifeste le plus, même quand les appareils sont bien construits. Lorsque la détente est poussée très loin et que la tension de la vapeur dans le cylindre, est très faible à la fin de la course du piston, il peut être avantageux de calculer la pompe à air pour produire une tension régulatrice un peu inférieure à $\frac{1}{14}$ d'atmosphère, par exemple de $\frac{1}{15}$ d'atmosphère.

Il est généralement inutile d'aller au delà, parce que les dimensions des pompes à air deviennent trop grandes, ce qui

augmente le travail qu'elles consomment, et parce que, au dessous de ces limites, l'agrandissement de ces pompes n'accroît plus le degré de vide, que de quantités insignifiantes, la part de la tension régulatrice due à la vapeur n'éprouvant aucune diminution quand on agrandit la pompe. Dans ces dernières conditions, on peut se dispenser dans la pratique d'accroître le volume théorique des pompes, le degré de vide obtenu est suffisant.

Lorsque, dans les machines à condensation, ou surchauffe la vapeur et que l'on continue à marcher dans les mêmes conditions de vitesse, de tension de vapeur dans le cylindre, de détente, et à injecter la même quantité d'eau froide dans le condenseur que dans la marche avec vapeur saturée, on peut observer deux phénomènes remarquables dans le condenseur :

La tension régulatrice, et par suite, la tension moyenne, y baisse ainsi que la température des eaux de condensation et, en même temps, la température marquée par un thermomètre placé à la partie supérieure de ce condenseur, s'élève. Voici l'explication de ces deux résultats qui, au premier abord, paraissent contradictoires.

Supposons, par exemple, qu'une machine qui fonctionne ordinairement avec de la vapeur saturée à $4^{atm.}$, soit pourvue d'un appareil de surchauffe et fonctionne avec de la vapeur à 240° quand on se sert de cet appareil, sans qu'il y ait rien de changé aux autres conditions de marche.

D'après la table, la chaleur totale de $1^{kil.}$ de vapeur saturée à $4^{atm.}$, est de 650,42 calories, son volume de 0^{m^3},4474 et sa température de 144° centigrades.

D'après M. Régnault, la capacité calorifique de la vapeur sans tension constante, est de $0^{cal.}$,48, et le coefficient de dilatations, d'après M. Zeuner, d'environ 0,0042 quand la vapeur n'est pas dans un état de dilatation extrême relativement à sa tension.

D'après ces données, le kil. de vapeur à $4^{atm.}$ exigera pour être porté à 240° sous tension constante, une quantité de chaleur égale à

$$0^{cal.},48\ (240 - 144) = 46,08 \text{ calories},$$

qui ajoutées à sa chaleur totale $650^{cal.},42$, feront un total de 696,50 calories.

Mais, d'autre part, son volume sera devenu :

$$0^{m^3},4474 \left(\frac{1 + 0.0042.240^\circ}{1 + 0,0042.144^\circ}\right) = 0^{m^3},5598.$$

Le volume égal de vapeur saturée sous la même tension, aurait exigé une dépense de chaleur de

$$650^{cal.},42\ \frac{0^{m^3}.5598}{0^{m^3},4474} = 813,82 \text{ calories}.$$

Il est clair que la machine fonctionnant avec la vapeur surchauffée doit fournir le même nombre de courses, toutes choses égales d'ailleurs, avec $0^{m^3},4474$ de cette vapeur qu'avec le kil. de vapeur saturée qui a exigé une dépense de 650,42 calories.

Or, le kil. de vapeur surchauffée occupant un volume de $0^{m^3},5598$ n'a exigé que $696^{cal.},50$, donc un volume de cette vapeur égal à $0^{m^3},4474$, et qui pèse $1^{kil.}\ \frac{0,4474}{0,5598} = 0^{kil.},7992$, n'exige que $696^{cal.}5\ \frac{0,4474}{0,5598} = 556,6$ calories.

Ces quantités de chaleur comprennent celle qui correspond aux travaux externes, et qui peut n'être pas reproduite toute entière par le travail de contre-pression du piston.

A $4^{atm.}$, la partie de la chaleur totale qui représente la chaleur consommée par le travail externe de vaporisation est égale à $43^{cal.},614$ d'après la table. Si l'on veut bien admettre que la moitié seulement de cette chaleur, soit $22^{cal.}$ en nombre rond, ne soit pas reproduite par le travail de contrepression du piston moteur, pour le kil. de vapeur saturée, et que la quantité de chaleur externe correspondante à la vaporisation et à la dilatation des $0^{kil.}7992$ de vapeur surchauffée ne soit reproduite, non plus, qu'en partie et avec la même perte de 22 calories, la quantité de chaleur que l'eau froide devra enlever, d'une part, au kil. de vapeur saturée, d'autre part, aux $0^{kil.},7992$ de vapeur surchauffée, pour les réduire à 0°, sera :

Pour la vapeur saturée . . . $650,5 - 22 = 628,5$ calories,
Pour la vapeur surchauffée. . $556,6 - 22 = 534,6$ calories.

Si l'on emploie, dans les deux cas, $24^{kil.}$ d'eau froide à 12°, pour produire la condensation de ces deux quantités de vapeur équivalentes au point de vue du travail, au moins approximativement, la température des eaux de condensation sera :

Pour la vapeur saturée . . $628^{cal.}5 - t' = 24^{kil.}(t' - 12)$;

d'où $t' = 36°,67$.

Pour la vapeur surchauffée, $534,6 - 0^{kil.},7992 . t' = 24(t' - 12)$;

d'où $t' = 33°,18$.

Or, à 36°,67, la tension de la vapeur est de $0^m,046$ de mercure, et à 33°,18, elle est de $0^m,038$ de mercure ;

il y a donc, du fait seul de la tension de la vapeur, un abaissement de tension de $0^m,046 - 0^m,038 = 0^m,008$ de mercure, dans le condenseur, quand on fonctionne avec la vapeur surchauffée.

Comme il n'est pas entré plus de gaz dans le condenseur, par le fait de la surchauffe, plutôt un peu moins puisque le poids de vapeur condensée est moindre, la tension régulatrice doit donc y être abaissée d'un peu plus de $0^m,008$ de mercure, par suite de cette surchauffe.

Quant à l'accroissement de température indiqué par le thermomètre placé dans la région supérieure du condenseur, il tient probablement aux courses suivantes :

Lorsque la vapeur se précipite dans un condenseur, elle ne se condense pas instantanément et elle peut échauffer la boule d'un thermomètre, qui se refroidit ensuite à mesure que la condensation se complète ; mais comme les indications du thermomètre ne sont pas instantanées et que les alternatives de haute et de basse température se succèdent très rapidement, ces indications ne constatent ni la plus haute ni la plus basse, mais oscillent légèrement de part et d'autre d'une température moyenne qui dépend de la température des vapeurs affluentes, de celle des eaux de condensation et de la durée relative de ces températures.

La haute température des vapeurs surchauffées explique donc suffisamment l'élévation de la température moyenne autour de laquelle oscille le thermomètre.

Lorsque la tension vient à s'élever accidentellement dans le condenseur d'une machine pendant qu'elle fonctionne, la vitesse de cette machine diminue par suite de l'accroissement de résistance au mouvement de son piston. Dans ce cas, l'inconvénient peut tenir à trois causes différentes qui engendrent finalement le même effet.

1° Une obstruction partielle ou totale du tuyau d'injection de l'eau froide dans le condenseur. Si l'obstruction est totale, la condensation ne se fait plus ou ne se fait que d'une façon très incomplète ; si elle n'est que partielle, elle se constate par la diminution du volume des eaux de condensation et par l'accroissement de leur température.

2° Le dérangement de la garniture du piston moteur qui ne tient plus suffisamment la vapeur et la laisse passer en trop grande quantité dans le condenseur, pendant la période d'admission, et qui laisse la tension baisser trop rapidement pendant la détente, ou un dérangement des tiroirs de distribution qui laissent passer la vapeur de la chaudière au condenseur sans traverser le cylindre, comme cela arrive assez fréquemment avec certaines dispositions d'appareils distributeurs. Il arrive alors trop de vapeur pour la quantité d'eau froide injectée et la partie de la tension générale qui dépend de la vapeur, s'élève. Ce genre d'accident peut être constaté par l'accroissement de température des eaux de condensation expulsées par la pompe à air, lorsque le volume de ces eaux n'est point diminué.

3° Le dérangement de la garniture du piston de la pompe à air, laquelle, pendant la période d'expulsion, laisse passer une certaine quantité d'eau entr'elle et les parois de la pompe ; nous avons vu précédemment que cet accident produisait exactement l'effet d'une diminution du volume engendré par ce piston, égal au volume de l'eau qui passe ainsi d'un côté à l'autre de celui-ci, pendant sa course d'expulsion ; c'est-à-dire qu'il en résultait un accroissement de tension occasionné par l'accumulation des gaz permanents dans un plus petit espace, sans qu'il y ait de modification dans la partie de la tension générale, due à la vapeur.

Ce genre de dérangement est accusé par un accroissement

de tension dans le condenseur, sans qu'il y ait d'augmentation dans la température des eaux de condensation, ni de diminution dans le volume de ces eaux expulsées par la pompe à air.

Travail consommé par la pompe à air.

La portion du travail de la force motrice qu'il faut sacrifier pour mettre en mouvement le piston d'une pompe à air, quel que soit son système, se compose :

1° Du travail consommé par le frottement du piston et de sa tige, si elle traverse une boîte à étoupes.

2° Du travail nécessaire pour comprimer le mélange de gaz et de vapeur jusqu'à ce qu'il atteigne la tension sous laquelle il soulève la soupape de décharge pour passer dans l'atmosphère, plus le travail nécessaire pour l'expulser sous cette dernière tension qui peut être supposée constante.

3° Du travail nécessaire pour élever l'eau de condensation jusqu'à la hauteur du niveau dans la bâche qui la reçoit à sa sortie de la pompe.

4° Du travail nécessaire pour surmonter la pression atmosphérique, pendant l'expulsion de cette eau.

De la somme de ces travaux, il faut diminuer le travail que produit dans le sens du mouvement du piston, la tension du mélange de vapeur et de gaz qui passe du condenseur dans la pompe pendant la course d'expulsion.

Supposons, par exemple, que la pompe soit à simple effet, qu'elle ait la forme aspirante élévatoire représentée par la (fig. 24) et que le piston commence sa course montante.

La face supérieure de ce piston, en soulevant l'eau de condensation, comprimera le mélange d'air et de vapeur compris entre la surface de cette eau et les clapets de décharge. Quand sa tension sera devenue suffisante, les clapets se soulèveront et le laisseront passer sous une tension qui demeurera, à peu près, invariable : la surface de l'eau arrivera, à son tour, au niveau des clapets et, pendant tout le reste de la course, le piston devra soutenir la pression atmosphérique, en même temps qu'il

expulsera l'eau de condensation ; toute cette eau sera élevée jusqu'au niveau de la surface du liquide dans la bâche de décharge au fond de laquelle on a placé ces clapets, pour qu'ils ne laissent point rentrer d'air atmosphérique.

Pendant que le piston surmontait ces résistances par sa face supérieure, sa face inférieure était poussée par le mélange de vapeur et de gaz arrivant du condenseur, et ce travail vient en aide à la force motrice qui soulève le piston.

Pendant la course descendante, les clapets du piston restent ouverts, et s'ils sont disposés convenablement ou équilibrés, on peut admettre qu'il y a équilibre de tension entre les deux faces du piston. Quand ces clapets se soulèvent difficilement, c'est un vice de construction et il en résulte, comme nous l'avons vu, une perte de vide, dans le condenseur, équivalente à la colonne d'eau qui représente l'effet nécessaire pour les soulever et les tenir ouverts.

Nous supposerons qu'ils se soulèvent sous un effort assez faible pour qu'il ne soit pas indispensable d'en tenir compte.

Si la pompe avait la forme aspirante et foulante représentée par la (fig. 27), le travail de la pression atmosphérique sur la face supérieure du piston, serait le même pendant les deux courses et ces deux travaux égaux, dont l'un est moteur et l'autre résistant, se compensent exactement et peuvent être négligés. Cette intervention de la pression atmosphérique sur la face supérieure du piston, étant écartée, il est clair que le travail nécessaire pour comprimer le mélange de gaz et vapeur jusqu'à la limite à laquelle il soulève la soupape de décharge pour être expulsé sous tension constante, pour vaincre la pression atmosphérique pendant la sortie des eaux de condensation, et pour soulever le liquide jusqu'à la hauteur du niveau dans la bâche de décharge quand elle est placée comme dans la (fig. 33) par exemple, est exactement le même que lorsque la pompe est du système aspirant élévatoire. Quant au travail moteur contre la face inférieure du piston, qui vient en déduction du travail précédent, il se produit pendant la remonte de ce piston et il est un peu plus considérable que dans la pompe aspirante élévatoire, parce que la tension qui le produit est une moyenne

entre la tension régulatrice et la tension maxima, tandis que celle qui produit ce travail moteur dans la pompe aspirante élévatoire, est une moyenne entre la tension régulatrice et la tension minima dans le condenseur.

Pour la même tension régulatrice ou pour le même volume engendré par le piston, le travail total à transmettre au piston de la pompe à air, est donc un peu plus faible quand la pompe est foulante que quand elle est élévatoire, mais aussi le vide moyen dans le condenseur, y est un peu moindre.

Lorsque la pompe est à double effet (fig. 36), le travail à transmettre au piston reste encore le même que lorsqu'elle est à simple effet, sauf que la partie de ce travail consommée par le frottement ne correspond qu'à une course par opération d'expulsion des produits de la condensation, tandis que dans la pompe à simple effet, le travail d'une expulsion comprend celui que le frottement consomme dans deux courses consécutives de ce piston.

Ces considérations sont encore applicables aux pompes rotatives de tous les systèmes. Dans toutes ces pompes, l'obturateur mobile qui fait office de piston doit engendrer, pendant chaque course du piston moteur, un volume égal à celui que devrait engendrer le piston d'une pompe ordinaire, pour contenir les produits d'une condensation sous une tension régulatrice assignée d'avance. Ces produits sont ensuite expulsés comme dans les autres pompes, après la même compression exercée sur le mélange de gaz et de vapeur, en un mot avec la même dépense de travail.

On peut donc poser le principe suivant : *Pour extraire d'un condenseur une quantité déterminée de produits liquides et gazeux qui s'y trouvent à une tension également déterminée, il faut toujours, au moins théoriquement, dépenser la même quantité de travail, quel que soit le système de pompe employé.*

Application numérique. Déterminer la quantité de travail consommée pour deux courses successives du piston d'une pompe à air ayant la forme aspirante élévatoire représentée par la figure (24), dans les conditions suivantes :

Tension régulatrice dans la pompe . $0^{m},076$ de mercure.

Partie de cette tension due à la vapeur.	$0^m,0407$	id.
Partie de cette tension due aux gaz permanents	0,0353	id.
Course du piston	1^m.	
Volume total engendré par ce piston.	$0^{m3},332$	
Volume occupé par les eaux de condensation au-dessus de ce piston.	$0^{m3},1444$	
Volume occupé par les produits gazeux	$0^{m3},1876$	
Tension régulatrice dans le condenseur.	$0^m,113$ de mercure.	
Hauteur de l'eau sur les soupapes S, ou *nh*	$0^m,15$.	

D'après la course totale du piston et les volumes donnés des deux catégories de produits de la condensation, on trouve :

Section du piston.	$0^{m2},332$
Hauteur K*q* de l'eau de condensation sur le piston.	$0^m,435$
Hauteur K*n* de l'espace occupé par les gaz. . .	$0^m,565$

A l'aide de ces données, nous déterminerons de la manière suivante les différents travaux que nous avons énumérés ci-dessus.

Travail pour expulser l'eau de condensation. Ce travail est égal au produit du poids de l'eau de condensation, ($144^{kil.},4$), par la hauteur comprise entre le centre de gravité de cette masse d'eau et la surface liquide dans la bâche de décharge, puisque toutes les parties de cette eau de condensation doivent arriver jusqu'à ce niveau.

Cette hauteur est égale à $\frac{0^m,435}{2} + 0^m,565 + 0^m,15 = 0^m,9325$.

Le travail correspondant est donc de :

$$144^{kil.},4 \,.\, 0^m,9325 = 134,65 \text{ kilogrammètres.}$$

Travail pour vaincre la pression atmosphérique pendant la sortie de l'eau de condensation. A partir de l'instant où les produits gazeux ont traversé les ouvertures des soupapes S, la pression atmosphérique agit toute entière sur la face supérieure du pis-

ton jusqu'à la fin de la course, c'est-à-dire pendant une partie de cette course, égale à $0^m,435$.

Le travail correspondant à cette résistance sera donc de

$$10333^{kil.},\ 0^{m^2}332\ .\ 0^m,435 = 1492,28 \text{ kilogrammètres.}$$

Travail d'expulsion du mélange de gaz et de vapeur. Ce travail consiste dans la compression du mélange qui occupe d'abord une hauteur de $0^m,565$ dans la pompe et qui s'y trouve à une tension de $0^m,076$ de mercure, ou $0^{atm.},1$, jusqu'à ce que cette tension atteigne la pression atmosphérique plus la hauteur de $0^m,15$ d'eau qui pèse sur les soupapes S, en admettant que ces soupapes aient été disposées de façon à se soulever sous le moindre effort, avant d'être recouvertes d'eau.

Dans cette hypothèse, la tension maxima à l'instant du soulèvement des soupapes S, serait de

$10^m,333 + 0^m,15 = 10^m,483$ d'eau qui équivalent à $0^m,771$ de mercure.

Le mélange devra donc être porté par la compression, de la tension $0^m,076$ à la tension $0^m,771$ de mercure.

D'après ce que nous avons dit précédemment de la compression des mélanges de gaz et de vapeur, la compression adiabatique de ces mélanges n'en élève pas la tension et la température aussi rapidement que si le gaz, sous une tension égale à celle du mélange, était sec. D'autre part, cette compression dans la pompe s'effectue dans une capacité limitée d'un côté par la surface de l'eau de condensation et, de tous les autres côtés, par des surfaces métalliques toujours ruisselantes d'eau qui exerce sur le mélange dont la masse est très faible, une action refroidissante qui doit être assez énergique. On peut donc, sans bien grave erreur, considérer cette compression comme isothermique, pour simplifier ce calcul qui n'exige pas impérieusement la rigueur mathématique, et c'est ce que nous ferons.

Dans ces conditions, le volume du mélange qui est de $0^{m^3},1876$ à la tension $0^m,076$ de mercure, deviendra, à la tension finale, de $0^m,771$,

$$0^{m^3},1876\ \frac{0,076}{0,771} = 0^{m^3},0185.$$

La tension par mètre carré, qui correspond à $0^m,771$ de mercure, est de $10333 \frac{0,771}{0,76} = 10482^{kil.}$

Le travail d'expulsion sous tension constante, sera donc

$$\text{de } 10482 \,.\, 0^{m^3},0185 = 194 \text{ kilogrammètres,}$$

et le travail de compression $PV \log. \frac{V'}{V}\, 2,3026$, sera égal à

$$194 \log. \frac{0,1876}{0,0185}\, 2,3026 = 448 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail total transmis par la face supérieure du piston sera donc égal à

$$134^{km.},65 + 1492^{km.},28 + 194^{km.} + 448^{km.} = 2268^{km.},93.$$

Mais ce piston a reçu par sa face inférieure, une pression égale à celle du condenseur et comme, pendant cette course montante, la tension régulatrice de $0^m,113$ de mercure au commencement de la course, est la tension maxima, puisque la pompe est aspirante élévatoire, et que cette tension ne diminue que fort peu jusqu'à la fin de cette course quand le condenseur a une capacité suffisante, nous pourrons admettre que cette tension du commencement de la course, reste invariable. D'un autre côté, la tension sur la face inférieure du piston n'est pas égale à celle qui règne dans le condenseur, à cause de la surélévation de l'eau dans la pompe et comme à la fin de cette course montante, il n'est entré dans la pompe que la moitié des eaux de condensation qui doivent y pénétrer avant d'être emportées par le piston, nous admettrons que la différence des tensions régulatrices, $0^m,113 - 0^m,076 = 0,037$ de mercure, est réduite à moitié dans la pompe à air pendant l'ascension du piston. La tension sous ce piston serait donc de

$$0^m,076 + \frac{0^m,037}{2} = 0^m,0945 \text{ pendant cette course.}$$

Cette tension équivaut à

$$10333^{kil.} \frac{0^m,0945}{0^m,76} = 1285^{kil.} \text{ par mètre carré.}$$

Le travail transmis au piston pendant qu'il engendre son volume total, $0^{m^3},332$, sera donc de

$$1285^{k.} \,.\, 0^{m^3},332 = 426^{km.},62,$$

qui retranchés des 2268$^{km.}$,93 transmis par l'autre face du piston, réduiront le travail théorique consommé par ce dernier, à

$$2268,93 - 426,62 = 1842^{km.},31.$$

Pendant la descente du piston, l'équilibre étant supposé exister entre les deux faces, il n'y aurait point de travail à lui transmettre ; mais au travail ci-dessus qui correspond à une opération complète, il faut ajouter le travail de frottement du piston pour deux courses. On estime généralement que ce travail de frottement équivaut moyennement à 0,1 du travail théorique calculé comme ci-dessus ; de sorte que le travail que la machine motrice devrait transmettre au piston de la pompe à air, pour deux courses consécutives, s'éleverait à

$$1842,31 + 184,231 = 2026,541 \text{ kilogrammètres.}$$

Ce n'est encore là qu'un minimum qui pourrait être accru par des résistances au soulèvement de tous les clapets.

Toute autre pompe exigerait la même quantité de travail pour extraire du condenseur, la même quantité de produits de la condensation, dans les mêmes conditions générales.

De la pompe à eau froide.

Outre la perte du travail directement appliqué au piston de la pompe à air, la condensation occasionne encore la perte d'une autre quantité de travail qui peut devenir considérable en certaines circonstances ; c'est celle qui est nécessaire pour élever l'eau froide indispensable à la condensation et dont une très faible partie seulement doit servir à former de la vapeur, lorsque cette eau est tirée d'un puits plus ou moins profond ou, en général, lorsqu'elle doit être élevée mécaniquement à une certaine hauteur.

Ces deux pertes de travail inhérentes à l'emploi d'une pompe à air et à l'élévation de la quantité d'eau froide qui ne doit point servir à l'alimentation des chaudières, sont spéciales aux machines à condensation, et elles n'existent point dans les machines sans condensation. Il faut donc les considérer comme un surcroît de résistances passives, et il est clair que s'il fallait

tirer d'une grande profondeur, la quantité d'eau froide qui dépasse celle qui est nécessaire à l'alimentation des chaudières, la somme des travaux résistants, uniquement dépendants de la condensation, pourrait égaler et même dépasser l'accroissement de travail sur le piston moteur, résultant de cette condensation.

A cette limite qu'il sera aisé de déterminer dans chaque cas particulier, les bénéfices de la condensation disparaissent, elle ne devient plus qu'un embarras ou une opération onéreuse, et il convient de la supprimer pour simplifier l'appareil et diminuer les chances de dérangement ainsi que les frais de premier établissement.

Cependant il faut remarquer que ces observations ne s'appliquent pas aux machines qui ont pour but principal d'élever l'eau, comme les machines d'épuisement des mines. Dans ces machines, l'eau doit être élevée, qu'il y ait, ou non, condensation de la vapeur et, dans le cas de condensation, on peut considérer cette eau comme trouvée disponible à la surface du sol, sans dépense spéciale de travail. Il y a donc toujours, dans ces circonstances, bénéfice à adopter la condensation. La question de la profondeur limite, de laquelle on peut tirer l'eau froide dans le but unique de condenser la vapeur, ne peut être résolue d'une manière générale et invariable et doit être examinée dans tous les cas particuliers où cette eau ne peut être prise qu'à une grande profondeur. Ainsi, par exemple, il peut arriver dans certains cas, qu'il n'y ait aucun bénéfice à condenser lorsque l'on élève 24 à 25 kil. d'eau froide par kil. de vapeur, pour obtenir le degré de vide ordinaire, et qu'il y ait bénéfice à n'élever que 15 ou 16 kil. d'eau froide par kil. de vapeur, pour condenser avec un moindre degré de vide. Il convient, quand on se rapproche des profondeurs limites, d'apprécier les résultats généraux d'une condensation effectuée avec des quantités d'eau froide différentes, parce qu'il peut arriver qu'il y ait bénéfice à adopter l'une ou l'autre de ces quantités, en marche normale.

Dans ces derniers temps, lorsque l'on manquait d'eau pour produire la condensation, et quand les conditions d'emplacement des machines le permettaient, on a assez souvent appliqué

indéfiniment la même eau à cette condensation, en la refroidissant dans une série de petits canaux disposés en gradins à la surface du sol, à mesure qu'elle est expulsée du condenseur par la pompe à air. Ce procédé qui exige toujours la dépense définitive d'une certaine quantité d'eau, à cause de l'évaporation, ne peut produire un refroidissement suffisant des eaux de condensation que lorsque ces canaux sont très développés et que la température extérieure est assez basse.

Appareil de condensation sans pompe à air.

M. Letoret de Mons a pris, en 1842, un brevet d'invention pour un appareil de condensation dans lequel le condenseur est débarrassé des produits liquides et gazeux qui tendent à s'y accumuler, à l'aide d'un excédant de tension dans l'appareil, sur la tension atmosphérique extérieure. Le fonctionnement de cet appareil repose sur le principe d'évacuation de la machine de Newcomen appliqué à une capacité autre que le cylindre moteur, ce qui supprime les graves inconvénients qui résultent de l'injection directe de l'eau froide dans ce cylindre. Cette disposition n'a été appliquée, jusqu'à présent, qu'aux machines à simple effet et à traction directe qui servent à l'épuisement des mines, et elle ne paraît pas susceptible d'être appliquée aux machines à double effet et à mouvement de rotation continu, à cause de la durée, relativement considérable, d'une opération complète d'évacuation du condenseur.

La figure (37) présente les lignes primitives d'une machine d'épuisement munie de cet appareil.

La maîtresse tige des pompes employées pour élever l'eau de la mine est directement attachée à la tige M du piston moteur, et cette maîtresse tige doit être assez pesante pour descendre sous l'action de son propre poids en refoulant l'eau dans les colonnes d'ascension de ces pompes et en surmontant toutes les résistances passives.

A est la soupape d'admission de la vapeur dans le cylindre,
B est la soupape d'équilibre,

E est un clapet de retenue pour empêcher l'air extérieur et l'eau expulsée de rentrer dans le condenseur N.

Pendant une partie ou pendant la totalité de la course montante du piston, la soupape *A* est ouverte. Pendant la totalité de cette course, la soupape d'équilibre B est fermée et, pendant la presque totalité de cette même course, le robinet d'injection de l'eau froide dans le condenseur, est ouvert.

La vapeur venant de la chaudière soulève le piston, sous pression constante pendant toute la course, ou avec une certaine détente à la fin de cette course, et la face supérieure de ce piston n'éprouve pendant toute la durée de cette excursion que la faible tension qui dépend du dégré de vide qui se fait dans le condenseur par l'injection d'eau froide.

Quand le piston est au sommet de sa course, ou avant, si l'on travaille à détente, la soupape A se ferme; puis, un peu avant le commencement de la course descendante, l'injection d'eau froide dans le condenseur, est suspendue et la soupape B s'ouvre. La vapeur peut alors passer librement d'une région du cylindre dans l'autre, par la soupape d'équilibre, les deux faces du piston ne sont plus soumises qu'à des tensions égales, et ce piston descend par l'action du poids de tout l'attirail attaché à sa tige et de son propre poids. Pendant cette descente, la vapeur qui devait être au début, à une tension notablement supérieure à une atmosphère, a pénétré dans le condenseur avec cet excès de tension sur la pression atmosphérique et en a chassé, par la soupape E, tous les produits liquides et gazeux d'une condensation; puis, a passé elle-même en petite quantité, par cette soupape, jusqu'à ce que sa tension se fût abaissée jusqu'à une atmosphère. Quand cette opération d'expulsion est terminée, la soupape E se referme d'elle-même et la condensation peut se commencer lentement dans l'appareil par le seul effet du contact de la vapeur avec les parois du condenseur et de tout le reste de la capacité qui la renferme, mais sans injection d'eau froide. Enfin, un peu avant que le piston arrive au bas de sa course dont la durée est toujours de plusieurs secondes, on ferme la soupape d'équilibre pour que la dernière partie de cette course ne s'accomplisse qu'avec une

vitesse progressivement ralentie par le coussin de vapeur que l'on crée ainsi sous le piston.

Quel que soit l'intervalle de repos que l'on veuille laisser entre deux coups de piston, le robinet d'injection de l'eau froide ne doit s'ouvrir, avant l'admission de la vapeur sous le piston, qu'à un moment tel que la condensation ait le temps de s'effectuer avant que la course montante commence. Il ne faut pas qu'il s'ouvre trop tôt, parce que les parois du cylindre seraient trop longtemps en contact avec la vapeur à basse température qui est due à l'abaissement de tension qui résulte de la condensation, et se refroidiraient; il ne faut pas non plus qu'il s'ouvre trop tard, parce que la condensation n'étant point achevée au commencement de la course montante, la contre-pression du piston serait trop considérable pendant la première partie de cette course. L'expérience a démontré qu'il se produisait dans le cylindre une condensation considérable pendant l'admission de la vapeur, quand le robinet d'injection de l'eau froide était ouvert trop tôt, et que le refroidissement général qui en résultait pouvait obliger à conserver dans le cylindre, à la fin de la course montante du piston, un plus grand excès de tension sur la tension atmosphérique, pour opérer convenablement l'évacuation du condenseur.

Du reste, on peut toujours réaliser par tâtonnement, sur les appareils établis, les meilleures conditions de fonctionnement des soupapes.

Un appareil de condensation fondé sur un semblable principe ne peut, évidemment, fonctionner que lorsque la vapeur motrice conserve, à la fin de la course montante du piston, une tension notablement supérieure à la tension atmosphérique. En effet, il faut que cette vapeur, après avoir subi un accroissement de volume à l'époque de l'ouverture de la soupape d'équilibre, et une condensation partielle par suite du refroidissement qu'elle éprouve dans la colonne d'équilibre et dans le condenseur, conserve un excès de tension sur la pression atmosphérique, suffisant pour chasser l'eau de condensation, puis à sa suite, les produits gazeux et, enfin, pour s'échapper elle-même en petite quantité par la soupape de décharge, afin

que le condenseur soit parfaitement débarrassé de tous les produits liquides et gazeux de la précédente condensation.

Cette obligation de conserver à la vapeur un grand excès de tension, sur la tension atmosphérique, à la fin de la course montante du piston, empêche de pousser la détente dans ces machines, aussi loin qu'on le fait dans d'autres machines d'épuisement dont le condenseur est muni d'une pompe à air ; c'est là le principal inconvénient de ce système qui deviendra de moins en moins applicable à mesure qu'il deviendra plus nécessaire de faire des économies de combustible.

Les meilleures règles à suivre dans l'établissement de ces appareils n'ont point été déterminées avec toute la précision désirable, quoiqu'on en ait établi un assez grand nombre en Belgique, mais il est possible, cependant, de présenter sur les dimensions qu'il convient de leur donner, quelques considérations rationnelles dont la plupart ont déjà reçu la sanction de l'expérience.

Le condenseur, à la fin de la période d'évacuation des produits de la condensation, ne contient plus que de la vapeur à la tension atmosphérique, et la petite quantité de produits gazeux contenus dans l'eau qui a fourni cette vapeur; il en résulte que l'injection d'eau froide, pour condenser la vapeur du condenseur et celle qui doit y affluer pendant la course montante du piston moteur, n'est pas favorisée par un certain dégré de vide dans ce condenseur, comme dans les appareils ordinaires, et qu'il faut accélérer cette injection par une charge d'eau. On obtient ce résultat en plaçant le réservoir d'eau froide à deux ou trois mètres au-dessus du condenseur.

D'autre part, ce condenseur contenant périodiquement de la vapeur qui se maintient pendant quelques instants au-dessus de 100°, puis à cette température de 100°, conserve une température moyenne supérieure à celle des condenseurs ordinaires ; de sorte que le vide s'y fait plus difficilement que dans ceux-ci, et qu'il est encore plus important de prendre toutes les mesures propres à accélérer la condensation dès son début. Pour cela, il faut que le tuyau d'injection fournisse la plus grande quantité possible d'eau froide, à l'instant où il s'ouvre et que cette

eau, s'épanouissant en gerbe dans le condenseur, offre au contact avec la vapeur le plus de surface possible ; l'expérience a prouvé qu'il était très important d'observer cette règle. Le vide initial étant obtenu, on peut ralentir la venue d'eau froide jusqu'à la fin de la course montante, époque à laquelle on la supprime.

Dans cet appareil, les produits gazeux de la condensation qui proviennent, en très grande partie, de l'eau froide injectée dans le condenseur, sont constamment maintenus dans cette capacité par l'arrivée continuelle de la vapeur à une tension supérieure à la leur, de sorte que ces produits doivent être emportés en totalité avec l'eau de condensation, par le torrent de vapeur qui balaie le condenseur après l'ouverture de la soupape d'équilibre. Ces produits gazeux ne tendent donc à s'accumuler dans aucune partie de l'appareil, ni à former obstacle à la condensation ; de sorte que toute autre disposition spéciale pour en purger la machine, est inutile, et qu'il n'y faut point de reniflard comme celui que l'on trouve au bas des cylindres des machines de Newcomen ; il serait plus nuisible qu'utile et il ne servirait qu'à faire perdre en partie ou en totalité, l'excédant de tension qui est indispensable pour l'évacuation du condenseur.

La quantité de vapeur à 1 atmosphère qu'il faut condenser à chaque opération, étant proportionnelle à la capacité totale de la machine et de l'appareil de condensation, il faut évidemment, en mettant le condenseur de côté pour un instant, que la capacité de la machine soit la plus faible possible. Mais la capacité du cylindre dépend de la tension de la vapeur, du travail à produire et du degré de détente adopté, elle ne peut donc être modifiée une fois que les bases principales de son fonctionnement sont adoptées, et la diminution possible ne peut porter que sur les espaces nuisibles et sur la colonne d'équilibre qui, théoriquement, doivent présenter le moindre volume possible. On obtient ainsi deux avantages : le premier est la réduction du volume de vapeur à condenser, le second, un moindre agrandissement du volume de la vapeur qui vient de produire le travail moteur, au moment de l'ouverture de la

soupape d'équilibre, et un moindre abaissement de la tension de cette vapeur, ce qui permettrait, à l'occasion, de pousser la détente un peu plus loin. Mais, d'un autre côté, en diminuant outre mesure la section de la colonne d'équilibre et l'ouverture de sa soupape, on augmente la différence des tensions entre les deux faces du piston pendant sa descente et il devient nécessaire d'augmenter le poids de la maîtresse-tige pour effectuer cette descente avec une vitesse déterminée; puis on augmente la résistance au mouvement de la vapeur, du cylindre au condenseur, pendant la course montante et, par conséquent, la contre-pression du piston. Ces deux inconvénients ne deviendraient sensibles que pour de très petites sections et nous pensons, après examen de quelques appareils de cette espèce, que l'on se placerait dans de bonnes conditions de fonctionnement en donnant à la colonne d'équilibre, un diamètre égal à $\frac{1}{5}$ du diamètre du piston, si on la fait ronde, ou une section égale à $\frac{1}{25}$ de celle du piston, si on lui donne une autre forme, en admettant la même section pour la soupape d'équilibre, en faisant très court le tuyau qui établit la communication entre la colonne et le condenseur, et en poussant la course du piston moteur, jusqu'au point le plus rapproché que possible du couvercle supérieur, sans risquer toutefois de le heurter pour le moindre retard dans la fermeture de la soupape d'admission, ou pour la moindre surélévation de la tension dans les chaudières. On trouverait peut être encore bénéfice à diminuer un peu, au-dessous de la limite que nous venons de fixer, la section de la colonne d'équilibre, dans les machines très puissantes où la vitesse du piston est faible.

Quant au condenseur, il est clair que plus sa capacité est faible, moins la quantité totale de vapeur à condenser est considérable, mais, en même temps, plus il faut loger dans un petit espace tous les produits liquides et gazeux d'une condensation parce qu'ils y sont finalement confinés tout entiers, et plus ils y établissent une tension élevée. Il est donc nécessaire d'examiner s'il est plus avantageux de lui donner de grandes dimensions que de petites.

Supposons (fig. 37), que le cylindre C, l'espace nuisible z, la

colonne d'équilibre O et le condenseur N, aient, chacun, une capacité déterminée, que le piston soit au bas de sa course, que les capacités C, z, O, N soient pleines de la vapeur à 1 atm. qui y est restée après la période d'évacuation qui vient de s'accomplir, et que l'on ouvre le robinet d'injection d'eau froide un peu avant que le piston commence sa course montante. Pendant la condensation, il y aura mouvement continu de la vapeur vers le condenseur, tous les gaz contenus dans l'eau froide affluente et dans la portion de vapeur qui se condense, resteront confinés dans ce condenseur et la tension de la vapeur qui restera dans les capacités C, z et O sera, au minimum, égale à celle que la vapeur à la température des eaux de condensation et les gaz permanents qui s'accumulent dans le condenseur, établissent dans ce dernier. Comme l'eau froide fournit 24 ou 25 fois plus de gaz que la vapeur et que la partie de celle-ci qui se condense, en apporte son contingent dans le condenseur, on peut admettre, sans grave erreur, que tous les produits liquides et gazeux d'une condensation, s'accumulent dans ce condenseur sans qu'il ne sorte rien. Du reste, la masse de vapeur qui reste dans l'appareil en dehors du condenseur, peut être négligée, à cause de son extrême raréfaction, après la condensation.

Dans les conditions de condensation que nous venons d'indiquer, il s'établira dans le condenseur une certaine tension pendant la course montante du piston ; il contiendra le maximum de produits à la fin de cette course montante, et si la course n'a commencé que lorsqu'il y avait équilibre de tension dans toutes les capacités en communication, sa tension maxima dans le condenseur se manifestera à la fin de cette course, par suite de l'accumulation des produits gazeux et dans l'hypothèse où la venue d'eau froide serait proportionnée à l'afflux de vapeur, de façon à produire rapidement la condensation.

Ainsi, en laissant cette condensation s'effectuer jusqu'à l'équilibre des tensions dans toutes les capacités en communication, avant de commencer la course montante, la tension dans le condenseur serait un minimum au commencement de cette course et au maximum à la fin, et pour les capacités

données C, z, O, N, ces limites de tension auraient une valeur déterminée.

Si l'on suppose maintenant que l'on double la capacité du condenseur, on n'augmentera que dans une assez faible proportion la quantité de vapeur à 1 atmosphère qui doit être condensée, puisque les capacités C, z et O ne changent pas ; de sorte que si l'on emploie, après cet agrandissemeut du condenseur, la même quantité d'eau froide par kil. de vapeur à condenser, qu'auparavant, afin de conserver la même température des eaux de condensation, la fraction de la tension générale qui provient de la vapeur, ne sera pas changée, mais il n'en sera pas de même de la partie qui est due à la présence des produits gazeux. Ceux-ci, dont la quantité est toujours proportionnelle au volume des eaux de condensation, ne seront pas doublés, tandis que la capacité du condenseur qui doit les recevoir, est double ; ils y établiront donc une tension moindre, d'autant plus que la partie du volume du condenseur occupée par l'eau, sera encore, proportionnellement, moindre, relativement à son volume total. L'accumulation des produits de la condensation produira donc, dans ce condenseur agrandi, une moindre tension totale que dans la première hypothèse, à cause de la diminution que subira la tension des gaz permanents confinés dans une capacité plus que double sans que leur quantité soit doublée et sans que la température ait varié.

Ce raisonnement s'applique à tous les agrandissements de capacité du condenseur que l'on voudra supposer, mais il faut observer que s'ils sont d'autant plus avantageux qu'ils sont plus considérables, ils ne doivent jamais atteindre la limite à laquelle l'abaissement de la tension de la vapeur, à l'instant de l'ouverture de la soupape d'équilibre, deviendrait assez grande pour que cette vapeur fût incapable de chasser, par la soupape de décharge E, les eaux de condensation et, à leur suite, la totalité des produits gazeux de la condensation précédente.

On peut donc poser la règle suivante, au sujet de ces condenseurs :

Dans les appareils de condensation où l'évacuation du condenseur est effectuée à l'aide d'un excès de tension que la vapeur conserve

dans l'intérieur de l'appareil, après qu'elle a produit son travail, le condenseur doit être le plus grand possible, à la condition que sa capacité n'atteigne pas la limite à laquelle cette vapeur, après l'ouverture de la soupape d'équilibre, ne posséderait plus une tension suffisante pour chasser dans l'atmosphère la totalité des produits liquides et gazeux de la condensation précédente.

Il est clair, d'après cela, que le condenseur sera d'autant plus grand que la tension de la vapeur motrice, à la fin de la course montante, sera plus considérable, toutes choses restant égales d'ailleurs ; et que pour le même condenseur, il faut employer la vapeur à la plus haute tension initiale possible.

On n'a point fait, jusqu'à présent, d'expériences bien concluantes pour déterminer l'abaissement de tension que subit la vapeur quand elle pénètre dans le condenseur, par suite du refroidissement qu'elle éprouve au contact des parois et de l'eau de condensation et par suite de la dilatation brusque qu'elle subit ; de sorte que l'on ne connaît pas, avec précision, l'excès de tension qu'elle doit conserver à la fin de la course montante, pour être capable d'effectuer ensuite l'évacuation du condenseur, dans les appareils qui ont les dimensions relatives dont nous avons dit quelques mots. Cependant l'expérience a prouvé que dans les appareils existants, lorsque la colonne d'équilibre a une section approximativement égale à celle qui dérive de la règle que nous avons posée ci-dessus, et que la capacité du condenseur est de 3 à 4 fois le volume des eaux de condensation, compté à raison de 25 à 30 kil. d'eau froide à 10 ou 12° par kil. de vapeur à condenser, l'évacuation se fait convenablement lorsque la tension de la vapeur sous le piston moteur, à la fin de sa course, est comprise entre $1\frac{1}{2}$ et 2 atmosphères absolues. Dans ces conditions, la tension dans le condenseur, après la condensation, s'abaisse jusqu'à $\frac{1}{8}$ d'atmosphère environ ; mais ce maximum d'abaissement, contrairement à l'hypothèse que nous avons admise ci-dessus, n'a lieu que vers la fin de l'opération ; le réchauffement des parois du condenseur, par suite de leur contact avec la vapeur à 100°, le défaut de proportionnalité entre la venue d'eau froide et l'afflux de vapeur au commencement de l'opération, nuisent à la rapi-

dité de la condensation au début de celle-ci ; ce qui produit l'effet inverse de celui qui résultait de l'hypothèse d'une température constante dans le condenseur, que nous avions admise dans les considérations théoriques a priori qui nous avaient donné le minimum de tension au commencement et le maximum à la fin de la course du piston moteur. Il serait donc très utile, dans ces appareils, d'injecter dans le condenseur, une grande quantité d'eau froide divisée, dès le début de la condensation, pour faire disparaître, ou tout au moins pour atténuer, les inconvénients que nous venons de signaler, sans que, toutefois, la quantité totale d'eau injectée pendant toute la durée d'une condensation, dépassât la proportion normale de 25 à 30$^{kil.}$ par kil. de vapeur à condenser.

Ce maximum d'abaissement pratique de la tension, n'est pas encore celui que l'on devrait obtenir d'après la température des eaux de condensation et la quantité de produits gazeux qu'elles apportent dans l'appareil, ce qui permet de supposer qu'en général la forme de ces condenseurs n'est pas toujours suffisamment appropriée au mode d'évacuation des produits de la condensation et qu'il reste, dans le condenseur, des gaz qui forment obstacle à une bonne condensation.

Ces condenseurs sont généralement trop larges et pas assez longs ; la forme allongée semble se prêter davantage à l'expulsion complète des produits gazeux par l'action d'un courant de vapeur qui arrive par un orifice relativement assez étroit. Ainsi, pour agrandir rationnellement le condenseur N de la figure (37), il vaudrait probablement mieux le prolonger sous le même diamètre, comme l'indique cette figure, que l'élargir, sauf à le coucher horizontalement s'il descendait trop bas pour que l'on pût se débarrasser aisément des eaux de condensation. Les condenseurs trop larges peuvent être traversés dans la partie centrale par le courant de vapeur et conserver, dans les angles et sur le pourtour, des produits gazeux qui augmentent la tension et retardent la condensation dans l'opération suivante.

Les avantages que présente ce mode d'évacuation du condenseur, sont assez importants : les produits de la condensation

sont rejetés dans l'atmosphère sans dépense spéciale de travail; l'appareil ne renferme point de piston dont la garniture se dérange et oblige à des chômages pour cause de réparation, qualité précieuse pour les exploitations de mines dans lesquelles, le plus souvent, les machines d'épuisement ne peuvent cesser de fonctionner, sans grave dommage, que pendant un temps très court ; le poids de vapeur à condenser y est constant, quelle que soit la tension sous laquelle cette vapeur travaille dans le cylindre, ce qui permet de n'employer qu'une quantité constante d'eau froide pour la condensation, lorsque les mines s'approfondissent et que l'on est obligé d'augmenter la puissance des machines par accroissement de la tension de la vapeur, pour élever la même quantité d'eau à une plus grande hauteur. Ce dernier avantage est d'autant plus grand que les mines sont plus profondes, parce que, à partir d'une certaine profondeur qu'il serait facile de déterminer, la totalité de l'eau élevée par une machine d'épuisement, peut devenir insuffisante pour condenser dans de bonnes conditions, la totalité de la vapeur employée, et que la diminution du poids de vapeur à condenser recule la limite à laquelle on manquera de la quantité d'eau nécessaire à une bonne condensation.

Les machines d'épuisement du même système, avec condenseur et pompe à air pourraient, du reste, offrir le même avantage dans les mêmes conditions de tension de la vapeur à la fin de la course montante du piston ; il suffirait, pour cela, de placer un reniflard sur la colonne d'équilibre ; ce reniflard laisserait échapper de la vapeur à l'instant de l'ouverture de la soupape d'équilibre et les deux faces du piston moteur ne seraient soumises qu'à une tension de 1 atmosphère, pendant sa descente ; l'accès de la vapeur dans le condenseur ne serait permise qu'après cette descente. Le volume de vapeur ainsi réservé au condenseur serait encore moindre que dans la nouvelle disposition, parce qu'il serait limité au cylindre et à la colonne d'équilibre jusqu'à la soupape du condenseur, tandis que dans l'appareil de M. Letoret, il doit s'étendre jusqu'à la soupape de décharge du condenseur. De plus, le condenseur n'y étant plus chauffé périodiquement et le vide y étant

permanent, la condensation y serait plus rapide et plus parfaite avec la même quantité d'eau froide pour un poids donné de vapeur.

Le condenseur de M. Letoret n'a pas été appliqué jusqu'à présent aux machines à mouvement de rotation continu, ni même à toute autre machine dans laquelle les coups de piston se succèdent sans repos et durent peu ; il ne paraît pas même susceptible d'y être appliqué et voici pourquoi :

Avant d'injecter l'eau froide dans le condenseur pour y créer le vide partiel destiné à accroître l'effet utile de la vapeur motrice sur le piston, il faut que la décharge de vapeur ait chassé par le clapet E (fig. 37), tous les produits liquides et gazeux de la précédente condensation, et cette première partie de l'opération ne se fait pas rapidement, surtout à cause de l'inertie des produits liquides ; de plus, la condensation y est moins rapide, surtout au début, que dans les appareils ou le vide, dans le condenseur, est continu ; il résulterait évidemment, de ces conditions de fonctionnement, qu'une opération d'évacuation du condenseur avant condensation, commencée à la fin d'une course de piston, dans une machine à mouvement de rotation continu, ne serait pas achevée ou le serait à peine, lorsque le piston aurait fourni la course suivante, ce qui rendrait l'appareil de condensation plus nuisible qu'utile. C'est donc à la lenteur inhérente au mode d'évacuation de ce condenseur, qu'il doit d'être impropre à d'autres usages que celui auquel il a servi dans certaines machines d'épuisement modernes.

Des condensations centrales.

On a fait quelquefois des machines à condensation dans lesquelles la pompe à air, au lieu d'être manœuvrée par la machine elle-même, reçoit le mouvement d'une petite machine spéciale uniquement appliquée à ce service. On a rendu ainsi tout à fait indépendant de la machine motrice, le fonctionnement de la pompe à air, et il est devenu possible de maintenir un vide convenable dans le condenseur pendant les périodes

de repos de cette machine motrice, afin qu'elle retrouve ses conditions de marche normale, dès qu'elle se remet en mouvement. Cette disposition convient principalement aux machines puissantes dans lesquelles une augmentation de une atmosphère, dans la pression effective exercée sur le piston, correspond à un travail considérable, et lorsque ces machines, par la nature même de leur service, doivent s'arrêter, puis se remettre en train, à chaque instant, ce qui oblige à une grande simplicité de mécanisme sous peine de s'exposer à de fréquents dérangements. Dans ce cas, la machine principale s'organise comme une machine sans condensation, avec toutes les réductions d'organes mécaniques que comporte ce dernier système, avec sa simplicité de manœuvre, et le tuyau de décharge de la vapeur, au lieu de déboucher dans l'atmosphère, débouche dans le condenseur où la vapeur trouve le vide continuellement entretenu par la petite machine auxiliaire.

Depuis quelques années on a songé à étendre ce système et à faire arriver dans le condenseur à vide continu et indépendant des machines motrices, les vapeurs d'un nombre plus ou moins grand de machines fonctionnant dans un même établissement.

C'est principalement au point de vue des avantages qu'elle offrirait à l'exploitation des mines que cette disposition a été préconisée. Là, on rencontre quelquefois une machine d'extraction, une machine d'épuisement et une machine de ventilation ; d'autres fois, deux seulement de ces machines, placées sur des puits très voisins les uns des autres, et qui peuvent aisément envoyer leurs vapeurs de décharge dans un même condenseur. Il est évident que l'on trouve dans une semblable disposition, et tout en conservant les avantages considérables de la condensation, une grande simplification des appareils moteurs, une économie considérable sur les frais de premier établissement, et des conditions de fonctionnement bien plus commodes, que si chaque machine était munie de sa condensation spéciale.

Dans cette disposition, on rencontre deux conditions de marche de l'appareil de condensation, bien différentes et qui exigent, chacune, un examen particulier.

Ou bien les machines motrices fonctionnent sans interruption et envoient toujours la même quantité de vapeur au condenseur commun, ou bien, l'une ou l'autre de ces machines, ou plusieurs à la fois, peuvent s'arrêter pendant un temps plus ou moins long et cesser d'envoyer de la vapeur à la condensation.

Examinons d'abord le premier cas.

Lorsque plusieurs machines envoient au condenseur la même quantité de vapeurs à intervalles égaux, on rentre pour ainsi dire dans les conditions ordinaires de condensation. On donne à la pompe à air des dimensions et, à son piston, une vitesse telle qu'il engendre, dans un temps donné, un volume égal à la somme des volumes qu'auraient engendrés, dans le même temps, les pistons des pompes qui auraient fait le vide dans les condenseurs spéciaux de chaque machine, si chacune avait été munie de son appareil spécial de condensation. On doit obtenir ainsi, moyennement, une tension dans le condenseur, égale à celle qui eut été réalisée dans chaque condenseur particulier.

Quant à la capacité du condenseur commun, il semble a priori qu'elle devrait aussi être égale à la somme des capacités qui auraient été adoptées pour les condenseurs particuliers, d'après les règles que nous avons exposées précédemment, mais il y a, à ce sujet, quelques observations à présenter.

Dans une semblable organisation du système de condensation, il existe des causes spéciales de perturbation, ou d'écart des lois ordinaires de variations de tension dans le condenseur, qui tiennent principalement au défaut de coordination entre les mouvements des pistons moteurs et ceux du piston de la pompe à air. Toutes les décharges de vapeur peuvent se faire à la fois dans le condenseur et à une époque quelconque du mouvement du piston de la pompe à air, ou se faire à des intervalles quelconques et que l'on ne peut apprécier a priori. Comme l'injection de l'eau froide, en prévision de décharges de vapeur qui se succèdent, doit être faite d'une manière à peu près uniforme, il n'y a plus de proportion entre la venue d'eau froide et la venue de vapeur, lorsque les décharges coïncident exactement ou à peu près ; la température des eaux de condensation et la tension des vapeurs correspondantes deviennent alors trop

élevées, les retards dans la condensation se manifestent à la fois sur la totalité des vapeurs à condenser et il doit en résulter, au moins momentanément, un accroissement notable de pression dans le condenseur. Ces accroissements anormaux de pression, qui ne se produisent qu'aux époques où toutes les décharges se font, accidentellement, à la fois, doivent se reproduire à intervalles inégaux et tout à fait indéterminés, de sorte que la loi de variation de la tension dans le condenseur, doit être extrêmement capricieuse.

D'autre part, toutes les fois qu'une décharge, relativement considérable, de vapeur, tend à élever la tension momentanément, cette élévation de tension se manifeste à la fois derrière les pistons moteurs des différentes machines qui communiquent avec le condenseur unique, et dont quelques-uns auraient échappé à cet accroissement momentané de la contre-pression, si ces machines avaient été pourvues d'un appareil spécial de condensation.

Il est donc impossible de prévoir et d'analyser, a priori, la loi de variation de tension dans le condenseur unique ou dans des condenseurs spéciaux mis en communication pour être desservis par une même pompe à air ou par plusieurs pompes puisant les produits de la condensation dans un récipient commun, lorsque les décharges de vapeur s'effectuent d'une façon si irrégulière avec une injection d'eau froide presque invariable. On ne peut donc que formuler quelques recommandations générales pour éviter les mécomptes.

Pour abaisser la tension régulatrice jusqu'à une certaine limite, la capacité que la pompe à air doit offrir aux produits de la condensation, dans un temps déterminé, est nettement assignée d'avance ; elle doit être égale à la somme des capacités qu'offriraient dans le même temps et aux mêmes produits, les pompes spéciales des condenseurs qu'il aurait fallu annexer à chaque machine, pour obtenir la même tension régulatrice dans chacune d'elles.

Pour le condenseur unique, et pour éviter, dans la mesure du possible, les fluctuations de la tension au-dessus ou au-dessous de la tension régulatrice, suivant le système de la

pompe, il convient de le faire le plus grand possible et l'on ne doit regarder la capacité égale à la somme des capacités qu'auraient dû présenter les condenseurs particuliers, que comme un minimum au-dessous duquel il ne faut jamais descendre. En donnant ainsi la plus grande capacité possible au condenseur et prenant toutes les précautions pour le soustraire aux rentrées d'air extérieur, on le transforme en un vaste réservoir intermédiaire qui reçoit et qui débite des quantités égales de produits de la condensation, à intervalles égaux plus ou moins longs, sans qu'il y ait coïncidence entre les instants d'arrivée et les instants de sortie de ces produits, pendant chacun de ces intervalles. Dans ces conditions, les variations de la tension ne dépendent que de la grandeur du réservoir intermédiaire et la tension moyenne, du volume offert dans la pompe à air aux produits de la condensation formés pendant chacune des périodes qui correspondent à une entrée de ces produits, égale à la sortie. Plus le condenseur sera grand, plus les variations seront faibles et plus elles se rapprocheront de la tension régulatrice pour laquelle la pompe à air a été calculée.

Lorsque le condenseur est très grand, le système de la pompe à air devient presque indifférent, mais il convient, comme dans les circonstances ordinaires, que les clapets fonctionnent avec le moins de résistance possible et que l'eau ne s'y élève pas beaucoup plus haut que dans le condenseur, pour les raisons que nous avons exposées.

Si la capacité du condenseur adopté était plus petite que la somme des capacités des condenseurs particuliers calculés d'après les règles que nous avons posées, la pompe à air aspirante élévatoire serait préférable à la pompe à air aspirante et foulante, parce que les produits de la condensation peuvent y pénétrer d'une manière continue pendant les deux courses, lorsqu'elle est à simple effet, tandis qu'ils ne peuvent pénétrer dans la pompe aspirante et foulante, que pendant l'une des deux courses inhérentes à chaque expulsion, et parce que pendant la période d'interruption, il y a, dans le condenseur, une accumulation de produits qui peut y occasionner un accroisse-

ment momentané de tension, d'autant plus considérable que le condenseur est plus petit.

En général, la pompe à air à double effet est celle qui convient le mieux aux appareils de cette espèce, parce qu'elle enlève du condenseur les produits de la condensation d'une manière plus continue et prévient mieux les accumulations.

Les retards de condensation sont aussi plus fâcheux pour les petits condenseurs que les grands, selon que nous l'avons indiqué précédemment.

Lorsque le condenseur reçoit toutes les vapeurs qui proviennent de plusieurs machines motrices à mouvement très irrégulier et dont le fonctionnement de quelques-uns peut être suspendu pendant un temps plus ou moins long, la question se complique.

Tout l'appareil de condensation doit alors être organisé pour un maximum de travail qu'il aura à effectuer lorsque toutes les machines fonctionneront simultanément dans les conditions de leur maximum de vitesse et de puissance et, en même temps, il doit être capable de maintenir un degré de vide convenable dans toutes les conditions de fonctionnement possibles, afin que chacune des machines, à l'instant de sa mise en train, puisse décharger sa vapeur dans ce condenseur et profiter de tous les avantages inhérents à la condensation, dès le début de sa marche.

Différents moyens ont été proposés pour atteindre ce but : quelques ingénieurs ont proposé de multiplier les pompes à air et les tuyaux d'injection d'eau froide, et de les disposer de telle façon que chaque système de pompe et de tuyau d'injection ne fût mis en jeu qu'à l'instant où la machine motrice correspondante se mettait en mouvement, le début de ce mouvement étant favorisé par le vide préexistant dans le condenseur. Le moteur spécial des pistons de ces pompes devrait être organisé de façon à n'agir sur chacun d'eux qu'à l'instant où la machine motrice correspondante se mettrait en mouvement, et de façon que le travail de ce moteur put être constamment proportionné aux besoins de l'extraction des produits de la con-

densation, par une disposition spéciale réglant automatiquement la tension d'admission et le degré de détente de la vapeur. La tension dans la chaudière devrait rester toujours, au minimum, égale au maximum de tension à l'admission dans les cylindres des moteurs spéciaux.

Toutes ces conditions constituent un problème dont une bonne solution pratique est assez difficile.

D'autres ont proposé l'application d'un autre moyen plus simple d'arriver au même résultat : il consiste à employer une seule pompe à air à double effet, comme celle qui est représentée par la figure (36), et à proportionner tout simplement le nombre de coups de piston sous lequel elle fonctionne, à la quantité de produits de la condensation à extraire du condenseur, en prenant pour régulateur de ce nombre de coups de piston, le degré de vide même qui existe dans le condenseur.

Le moteur spécial du piston de cette pompe à air doit évidemment pouvoir fonctionner à des vitesses très variables, lorsque la quantité de vapeur à condenser varie elle-même entre des limites très écartées, et ces variations de vitesse doivent s'effectuer sans que les conditions de fonctionnement de ce moteur deviennent trop défavorables à son effet utile.

Il faut également que la quantité d'eau froide injectée dans le condenseur soit toujours proportionnée à la venue de vapeur à condenser et, dans ce système, le régulateur du nombre de coups de piston, manœuvré par les variations du degré de vide dans le condenseur, est également chargé de proportionner la venue d'eau froide à la quantité de vapeur à condenser.

Dans un appareil de cette espèce, le condenseur doit encore avoir une très grande capacité pour obvier aux inconvénients d'un défaut momentané de rapport convenable entre l'injection d'eau froide et l'arrivée de vapeur et d'un retard dans la condensation de ces vapeurs qui arrivent de différents côtés. Nous pensons que l'on doit, dans ce cas comme dans le premier que nous avons exposé ci-dessus, considérer comme un minimum, une capacité égale à la somme des capacités qu'auraient présenté les condenseurs calculés pour chaque machine en particulier, et qu'il y aurait plutôt avantage que perte à dépasser

cette limite, pourvu que l'on eût soin d'empêcher les rentrées d'air extérieur, ce qui est malheureusement d'autant plns difficile que les condenseurs sont plus grands.

Il y a longtemps que l'on a employé en Belgique, pour la première fois, ces appareils de condensation indépendants des machines motrices. Le plus ancien paraît être celui qui a été appliqué aux machines qui desservaient le plan incliné du Haut-Pré à la porte de Liége et qui avaient été construits à Seraing sur les plans de M. Maus.

Depuis cette époque, il est sorti des mêmes ateliers un certain nombre de ces appareils destinés à recevoir la vapeur qui provient de plusieurs machines, en laissant à celles-ci tous les avantages sans les embarras, de la condensation.

On en a construit un à Seraing qui recevait les vapeurs d'une machine d'extraction de 150 chevaux, d'une machine à comprimer l'air de 40 chevaux, d'une machine de ventilation de 25 chevaux et d'une petite machine auxiliaire de 16 chevaux.

On en a aussi construit plusieurs, annexés à des machines motrices de laminoirs, dont la marche est fort irrégulière et qui exigent impérieusement une grande simplicité de mécanisme.

Dans tous ces appareils, la capacité du condenseur était très grande et l'on n'a jamais trouvé que des avantages à l'agrandir, à la condition de le construire avec assez de soin pour éviter les rentrées d'air extérieur.

Les dessins de l'un de ces appareils ont été publiés dans le *Recueil des machines et outils de Seraing,* ouvrage bien connu des constructeurs.

Plus récemment, un appareil semblable a été construit dans les ateliers de Produits sous la direction de M. A. Halbrecq, pour la Société des charbonnages de Grand-Conty et Spinois à Gosselies ; il a été annexé à une machine d'extraction à mouvement irrégulier et intermittant et à une machine puissante de ventilation à mouvement continu.

Les produits de la condensation sont extraits de ce condenseur par une petite machine à deux cylindres dont les pistons agissent sur deux manivelles calées à angle droit sur l'arbre du volant régulateur de la vitesse dans chaque révolution. Les

tiges des pistons moteurs se prolongent et se rattachent directement aux pistons de deux pompes à air à double effet. Le tout est placé verticalement et n'occupe que peu de place.

Dans cet appareil, la vitesse de rotation et, par suite, le nombre d'excursions des pistons de pompe, qui doit être proportionné à l'afflux de vapeur à condenser, sont réglés à l'aide d'un procédé assez ingénieux dont l'idée appartient à M. Piton, directeur de ce charbonnage.

Le constructeur s'est servi des variations de tension dans le condenseur, pour régler le nombre des révolutions de la machine, et voici l'invention de M. Piton qui a servi à résoudre le problème.

Une espèce de baromètre C T (fig. 38) contenant du mercure, communique par le haut, en D, avec le condenseur, et sa cuvette C contient un flotteur en fer F qui monte ou qui descend suivant que le degré de vide, dans le condenseur, diminue ou augmente. Ce flotteur est relié par une communication de mouvement qu'indique le dessin, à une valve E qui étrangle le passage de la vapeur qui se rend aux deux cylindres moteurs lorsque le flotteur descend, et s'ouvre davantage, lorsque ce flotteur remonte. La différence des niveaux du mercure, en C et en D, est réglée d'avance d'après le degré moyen de vide que l'on veut réaliser d'une manière permanente. Lorsque le vide disparaît, tout le mercure descend dans la cuvette C.

Toute la communication de mouvement du flotteur à la valve est équilibrée, de façon que le flotteur plonge à moitié quand la valve est dans sa position normale, et le mouvement de ce flotteur doit se produire avec la même facilité dans les deux sens de part et d'autre de cette position d'équilibre.

Il est clair, d'après cela que, si le vide dans le condenseur dépasse une certaine limite, quand il arrive trop peu de vapeur à condenser, le niveau du mercure doit baisser dans la cuvette et que le flotteur baissant avec lui, fermera plus ou moins la valve et ralentira la vitesse de la machine motrice. Le contraire se produira si, par suite d'un afflux considérable de vapeur, le vide vient à diminuer.

Cet appareil fonctionne d'une façon satisfaisante.

On peut, du reste, lui donner une puissance quelconque en adoptant un diamètre de flotteur convenable. Ainsi, par exemple, avec un flotteur de $0^m,20$ de diamètre, toute variation de niveau de 1 cent. de mercure dans la cuvette, dans un sens ou dans l'autre, donnera naissance à un effort de

$$0,785\ (0^m,20)^2 \,.\, 0^m,01 \,.\, 13596^{kil.} = 4,27 \text{ kilogrammes.}$$

13596 est le poids de 1 mètre cube de mercure.

Si la capacité D a le même diamètre que la cuvette C, chaque variation de niveau de 1 centimètre, dans cette cuvette, correspondra à une variation de 2 centimètres dans la tension du condenseur.

TRAVAIL DE LA VAPEUR DANS LES MACHINES.

Nous avons longuement exposé, dans le septième chapitre de cet ouvrage, les lois suivant lesquelles doit s'effectuer le travail à détente de la vapeur dans certaines conditions nettement assignées ; par exemple, quand elle est sèche ou ne contient point d'eau liquide et que les parois des capacités qui la renferme, sont imperméables à la chaleur ; lorsqu'elle contient une certaine quantité bien définie d'eau liquide et que les parois des capacités opposent également une barrière insurmontable aux échanges de chaleur avec l'extérieur, et, enfin dans quelques autres circonstances, comme dans l'hypothèse d'une quantité déterminée de chaleur qui lui serait fournie à travers ces parois.

La science des machines à vapeur qui fonctionneraient dans ces conditions purement théoriques, est fort avancée et elle doit tout au principe moderne de l'équivalence de la chaleur et du travail ; mais, dans l'application effective de la vapeur aux besoins de l'industrie, les problèmes à résoudre se présentent avec un degré de complication tel, que leur solution a priori avec l'aide des lumières fournies par la science nouvelle, devient extrêmement difficile ; on peut même dire impossible, au moins avec une certaine exactitude.

La vapeur qui arrive dans le cylindre d'une machine, a emporté de la chaudière, une certaine quantité d'eau liquide dont on ne peut connaître a priori, l'importance, et cette vapeur en pénétrant dans le cylindre, y rencontre des parois refroidies qui en condensent une partie plus ou moins considérable pour rétablir l'uniformité de température entre elles et le fluide ; pendant la détente, cette quantité inconnue d'eau liquide qui s'est déposée contre les surfaces métalliques internes, et qui possède une température égale à celle de la vapeur, se vaporise aux dépens de sa propre température quand la tension baisse, et aux dépens de la chaleur emmagasinée par la masse métallique

qui constitue le cylindre et son piston, et produit un refroidissement très marqué de cette masse métallique; puis, quand l'orifice d'échappement se découvre pour permettre à la vapeur de se rendre dans l'atmosphère extérieure ou dans un condenseur où règne une tension plus basse que celle de cette vapeur, il se forme une nouvelle vaporisation d'une partie de l'eau restée liquide, aussi aux dépens de sa propre chaleur et de celle des parois du cylindre qui en éprouvent un nouveau refroidissement; cette dernière vaporisation transporte dans le condenseur, ou dans l'atmosphère, une partie plus ou moins grande de la chaleur que l'eau liquide et les parois métalliques avaient emmagasinée au début de l'opération, et ces parois métalliques en empruntent de nouveau à la vapeur venant de la chaudière au commencement de la course suivante.

Cette action périodique, tantôt réchauffante, tantôt refroidissante, de la masse métallique au sein de laquelle s'accomplissent les phénomènes de la transformation de la chaleur en travail, est considérable, très variable suivant la nature des appareils, et elle apporte dans les questions à résoudre, des éléments dont nous sommes loin de posséder la connaissance a priori, avec quelque précision.

On peut donc affirmer que, dans l'état actuel de la science des machines à vapeur, une véritable théorie du travail pratique de la vapeur, n'existe pas, parce que ce travail s'accomplit dans des conditions que l'on ignore a priori, que l'on ne détermine encore que fort difficilement dans les machines qui fonctionnent et en appliquant à cette recherche toutes les notions vraiment scientifiques acquises sur la chaleur. Il y a obligation de recourir à l'expérience directe sur certaines machines, pour déterminer avec plus ou moins de probabilité, la loi suivant laquelle le travail de la vapeur s'accomplira dans d'autres appareils de la même catégorie. On rentre ainsi dans l'empirisme dont l'ancienne théorie des machines à vapeur, croyait fort mal à propos, être sortie; mais c'est un empirisme d'une espèce particulière, il constate les phénomènes et leur raison d'être, après qu'ils sont accomplis, tandis que l'ancienne théorie ne constatait rien et admettait a priori une loi

qui pouvait se vérifier dans certains cas, pour d'autres motifs que ceux qu'elle alléguait, mais qui, dans un très grand nombre de circonstances, ne pouvait se réaliser, sans que cette théorie pût rendre compte des énormes écarts que l'expérience permettait de constater.

A l'aide des nouvelles théories, on ne peut prévoir avec beaucoup de précision, les résultats que l'on obtiendra dans certaines applications déterminées, parce que l'on ne possède pas a priori, tous les éléments d'appréciation ; mais quand les phénomènes sont accomplis, elle permet de reconnaître leur raison d'être. Avec l'ancienne théorie, qui consistait à appliquer sans discernement, la loi de Mariotte ou, selon M. de Pambour, la loi de détente d'une quantité constante de vapeur saturée, au calcul du travail qui pouvait résulter de cette détente, rien n'était expliqué, même après constatation expérimentale, et les nombreux écarts signalés entre les prévisions et la réalité pratique, ne constituaient plus que des faits incompréhensibles.

Depuis un petit nombre d'années seulement, quelques personnes dévouées à la science, ont eu l'idée d'étudier sur les machines mêmes en état de fonctionnement régulier, tous les phénomènes si complexes qui s'accomplissent sous l'action de la chaleur destinée à se transformer en travail dans nos machines à vapeur ordinaires.

En tête de ces hommes utiles et doués de beaucoup de clairvoyance unie à une connaissance aussi étendue que possible des lois nouvelles qui concernent la chaleur, nous devons placer M. Hirn du Logelbach qui a inauguré ce genre d'étude et qui en a imaginé tous les principaux moyens d'observations. Après lui, viennent ses principaux collaborateurs MM. Leloutre, Hallauer et Grosseteste auxquels s'adjoignit plus tard M. Dwelshauvers de l'Université de Liège. Grâce aux travaux de cette très utile association, la lumière commence à se faire dans ces questions pratiques de la transformation de la chaleur en travail, dans nos machines, et réciproquement du travail en chaleur.

Voici l'idée fondamentale sur laquelle reposent toutes ces observations :

On s'assure d'abord, par des moyens dont on peut trouver l'exposition dans les mémoires originaux, que le piston d'une machine et les organes de distribution, tiennent bien la vapeur; on mesure exactement la capacité des espaces nuisibles, la course et le diamètre du piston. On détermine ensuite par des observations spéciales, la quantité d'eau liquide que la vapeur emporte des chaudières, avec elle; la quantité de vapeur qui se condense par le refroidissement extérieur de la machine motrice; le poids de vapeur qui reste dans les espaces nuisibles à la fin de chaque course; puis l'on dispose les moyens de déterminer la quantité totale d'eau et de vapeur envoyée au cylindre dans un temps donné.

Ces renseignements étant acquis avec toute l'exactitude que comportent les moyens actuels d'observation, on relève plusieurs diagrammes avec un bon indicateur de Watt, pendant que la machine fonctionne dans ses conditions ordinaires de marche régulière, ou dans les conditions spéciales de marche sur lesquelles on veut faire porter ses observations. Si ces diagrammes ne se superposent pas tout à fait exactement, on construit avec eux un diagramme moyen; puis on détermine la quantité totale d'eau envoyée à la chaudière pendant la période d'observation qui doit être assez longue pour fournir des résultats de quelque valeur, et on la divise par le nombre de courses qui ont été fournies pendant cette période, pour connaître la quantité d'eau qui a été envoyée au cylindre sous forme de vapeur et d'eau liquide, pour chacune de ces courses.

Il est évident que le niveau de l'eau dans la chaudière doit être le même, au début et à la fin de la période d'observation.

Le diagramme indiquant la tension de la vapeur en chacun des points de la course étant connu, et la quantité d'eau contenue dans le cylindre sous forme de vapeur et d'eau liquide étant également connue et constante, il est clair qu'il devient possible d'évaluer en chacun de ces points, le volume occupé par ce mélange de vapeur et d'eau et de déterminer la fraction du poids total de fluide qui s'y trouve à l'état de vapeur et la fraction qui y

existe à l'état liquide. La table fondamentale fournit tous les éléments de ces calculs.

C'est ainsi que l'on a reconnu que la fraction à l'état liquide est très variable et que tantôt elle augmente et tantôt diminue, par suite de condensation d'une partie de la vapeur ou de vaporisation d'une partie de l'eau liquide.

Dans les périodes de condensation de la vapeur, toute la chaleur interne dégagée par la condensation, qui n'est pas neutralisée par le travail, est emmagasinée par les parois métalliques et, dans les périodes de vaporisation, la chaleur nécessaire à cette vaporisation, est empruntée aux parois métalliques et à la partie de l'eau qui reste liquide.

Toutes ces recherches ont démontré que, dans le cylindre des machines ordinaires, l'eau liquide à haute température se transforme partiellement en vapeur, quand la tension vient à diminuer sur sa surface, avec une extrême rapidité, absolument comme dans les explosions de chaudières où il se vaporise, presque instantanément, une partie considérable du liquide contenu dans ces chaudières lorsque, par suite de leur rupture, la tension qui pèse sur la surface du liquide, vient à diminuer brusquement. Elles ont également mis en évidence la rapidité avec laquelle la vapeur se condense quand elle se trouve en contact avec des surfaces métalliques à plus basse température qu'elle, jusqu'à ce que l'équilibre de température se soit rétabli, et la rapidité avec laquelle l'eau se transforme en vapeur sous la double action d'une tension qui diminue sur sa surface et du contact d'une paroi métallique à plus haute température. La rapidité avec laquelle tous ces phénomènes de transformation de l'eau en vapeur et de la vapeur en eau, s'accomplissent, est telle qu'elle touche à l'instantanéité, et c'est sur ce fait que repose aujourd'hui l'explication de la plupart des phénomènes souvent très singuliers que l'on constate dans les machines en marche.

Nous allons essayer d'exposer aussi succinctement que possible, les résultats de ces très curieuses et très utiles observations.

Travail de la vapeur dans les machines à un cylindre.

La vapeur qui passe d'une chaudière dans un cylindre, emporte avec elle une quantité d'eau liquide assez variable et qui peut devenir considérable; par exemple, lorsque la surface du liquide dans la chaudière n'a qu'une faible étendue, ce qui augmente la vivacité de l'ébullition qui résulte de la formation d'une quantité déterminée de vapeur; lorsque la chambre de vapeur est trop petite et que cette vapeur n'y séjourne pas assez longtemps avant de passer au cylindre; lorsque la consommation de vapeur est momentanément plus grande que la production, comme dans les machines à longue détente, ce qui provoque la formation de vapeur en tous les points de la masse liquide que contient la chaudière et boursouffle cette masse; lorsque le tuyau de prise de vapeur se trouve au dessus du point de la surface liquide par lequel se dégage la vapeur venant des bouilleurs dans le corps principal de la chaudière, et enfin lorsque le liquide est sans cesse agité par le transport irrégulier de la chaudière, comme dans les locomotives.

Il est à peu près impossible d'assigner d'avance la quantité d'eau que la vapeur peut emporter avec elle, dans ces circonstances, mais quand une chaudière est judicieusement établie et que l'on a évité les écueils que nous venons de signaler, on peut compter que ce transport d'eau liquide ne dépassera pas 3 à 6 % de la dépense totale d'eau d'alimentation de la chaudière.

Cet excès de dépense d'eau par la chaudière, n'est ni le seul ni le plus important. A son arrivée dans le cylindre, la vapeur à l'état gazeux se met en contact avec des parois métalliques qui peuvent avoir été un peu refroidies par un rayonnement extérieur de chaleur, lorsque ce cylindre n'a point d'enveloppe réchauffante, mais qui l'ont été beaucoup pendant la période de détente, s'il y a eu détente et, dans tous les cas, pendant la période d'échappement. L'abaissement de température de la vapeur qui correspond à son abaissement de tension pendant ces deux périodes, et surtout la vaporisation d'une fraction plus ou moins considérable de l'eau liquide qui tapisse les parois du

cylindre, ont enlevé à ces parois une quantité considérable de chaleur qui devra leur être restituée pendant la période d'admission qui suivra. Plus il y aura d'eau liquide dans le cylindre, à la température correspondante à la tension de la vapeur à la fin de l'admission, plus il y aura d'eau vaporisée pendant la détente et pendant l'échappement, plus les parois du cylindre en seront refroidies, et plus il se condensera de vapeur pendant la période d'admission qui suivra, au moins toutes choses étant égales d'ailleurs. La quantité de vapeur qui se condense ainsi dans le cylindre pendant la période d'admission, varie entre des limites extrêmement étendues et il est à peu près impossible d'en assigner a priori la valeur avec quelqu'exactitude.

On a rarement trouvé moins de 10 % du poids du mélange d'eau et de vapeur qui afflue dans le cylindre et on a trouvé quelquefois plus de 50 % de ce poids, ce qui, réuni à l'eau liquide apportée directement de la chaudière, porte de 13 à 55 ou 60 % la quantité d'eau que contient la vapeur à la fin de la période d'admission. C'est principalement dans les cylindres qui n'ont point d'enveloppes de vapeur, dans lesquels la détente est très prolongée et qui sont exposés à un refroidissement extérieur énergique, que cette condensation atteint sa plus grande valeur. Ces chiffres, évidemment, n'ont rien d'absolu, mais ils résultent d'observations directes faites sur des machines en marche régulière, en comparant la quantité d'eau introduite dans la chaudière à la quantité qu'elle devrait débiter si la vapeur restait saturée et sèche depuis cette chaudière jusqu'à son passage dans l'atmosphère ou dans un condenseur.

En présence de cette incertitude concernant la quantité d'eau liquide que contient la vapeur à la fin de la période d'admission, et concernant l'intervention plus ou moins énergique des parois des cylindres agissant tantôt comme cause de réchauffement, tantôt comme cause de refroidissement, il est aisé de comprendre l'impossibilité d'une évaluation rigoureuse a priori, du travail effectif que produira la vapeur dans ces cylindres pendant la période de détente. D'excellents constructeurs ont résolu la question empiriquement et avec plus ou moins d'exactitude ;

ils relèvent des diagrammes à l'aide de l'indicateur de Watt, sur toutes les machines qu'ils ont l'habitude de construire et ils admettent que la loi de détente dans celles qu'ils vont exécuter sera la même que dans celles qu'ils ont établies à peu près dans les mêmes conditions. Le rapport du travail à pression pleine au travail à détente, mesuré directement sur les diagrammes par évaluation de leurs surfaces, est supposé devoir se reproduire dans les machines semblables à construire. C'est bien là un des meilleurs moyens de sortir d'embarras et s'il ne conduit pas à un résultat tout à fait rigoureux, il ne comporte au moins que des erreurs qui peuvent être annulées pendant la marche des machines, par quelques modifications dans les conditions prévues de leur fonctionnement. Ce procédé tient compte implicitement du degré de perfection que chaque atelier apporte habituellement dans l'ajustement des garnitures de pistons et des organes de distribution.

Lorsque cette méthode empirique directe ne peut être appliquée, parce que l'on manque de renseignements sur le mode de travail de la vapeur dans la catégorie de machines dont fait partie celle que l'on veut construire, il faut bien avoir recours à une méthode plus générale. Pour cela on examine le plus grand nombre possible de diagrammes de toutes provenances, relevés dans des conditions plus ou moins semblables à celle dans laquelle on se trouve, et l'on adopte un mode de travail, moyen entre tous ceux que l'on a constatés.

De semblables examens, sur les machines à un seul cylindre dans lequel s'effectue le travail à pression pleine et le travail à détente, il semble résulter que, dans les machines bien construites, c'est-à-dire dans celles dont les garnitures de pistons et les organes de distribution tiennent bien la vapeur, et dans lesquelles la quantité d'eau liquide emportée par la vapeur qui sort de la chaudière ne dépasse pas 3 à 6 % du poids total du mélange qui passe au cylindre, ce qui est le cas ordinaire lorsque les chaudières sont judicieusement établies, il semble résulter, disons-nous, que la loi de détente isothermique est encore celle dont l'adoption a priori expose au minimum de mécomptes. Les diagrammes si nombreux relevés sur des ma-

chines en marche, depuis quelques années, accusent tantôt cette loi, tantôt une autre loi d'abaissement moins rapide de la tension et tantôt une loi d'abaissement plus rapide, sans qu'il soit toujours aisé d'en assigner la cause dans sa mesure exacte, mais bien certainement sous l'action variable de l'eau liquide mêlée à la vapeur dans le cylindre et de l'action tantôt réchauffante tantôt refroidissante de la masse métallique dans laquelle les phénomènes de détente s'accomplissent.

Toutes choses égales d'ailleurs, les courbes de détente sont d'autant plus relevées que la vapeur contient plus d'eau liquide; nous en avons exposé plus haut la raison. Avec la même quantité d'eau liquide au début de la détente et même avec une quantité moindre, elles sont plus relevées quand le cylindre a une enveloppe de vapeur que quand il n'en a pas; et quand la vapeur est surchauffée, ce qui diminue, dans des proportions considérables, la condensation à l'arrivée dans le cylindre, les courbes de tensions sont généralement moins hautes qu'avec la vapeur saturée. Dans ce dernier cas, le bénéfice de la surchauffe ne peut se manifester que par la diminution du poids de vapeur à dépenser par coup de piston.

Pour faire comprendre avec plus de précision, la nature de l'intervention de la chaleur contenue dans l'eau liquide mêlée à la vapeur, et de la chaleur successivement reprise et cédée par la masse métallique du cylindre, dans les phénomènes de détente, nous étudierons un cas particulier qui ne sort pas des conditions les plus ordinaires de la pratique industrielle.

Nous supposerons qu'une machine fonctionnant sous la pression initiale de $6^{atm.}$ absolues, reçoive pendant la période d'admission, $1^{kil.}$ d'un mélange d'eau et de vapeur, contenant $0^{kil.},35$ d'eau liquide et $0^{kil.},65$ de vapeur à $6^{atm.}$; nous admettrons encore que la détente soit prolongée jusqu'à la tension de $1^{atm.}$, et nous chercherons dans quelles proportions la chaleur du liquide et l'action des parois métalliques doivent intervenir pour que la détente s'accomplisse très approximativement suivant la loi isothermique.

D'après la table fondamentale, le volume de $1^{kil.}$ de vapeur à $6^{atm.}$, est de $0^{m3},3054$.

$0^{m^3},1985,\ 6 = 1$

Comme $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$ occu
le volume de $1^{m^3},191$ pèsera

$$\frac{1,191}{1,6494} = 0^{kil.},7$$

et comme il n'en existait au début de
il s'en est produit pendant cette déten

$$0^{kil.},722 - 0^{kil.},65 =$$

De sorte qu'il doit s'être vaporisé

$$\frac{0,072}{0,35} = 0206$$

de l'eau liquide que contenait le cylin
ration.

La température initiale de l'eau liq
la chaleur du liquide de $160^{cal.},938$ par
A 100°, la chaleur du liquide, par kil
La chaleur initiale de l'eau restée

$$(0^{kil.},35 - 0^{kil.},072)\ 160^{cal.},9$$

Sa chaleur finale à 100°, sera
de $(0^{kil.},35 - 0^{kil.},072)\ 100,$

L'eau restée liquide a donc abandonn

La chaleur totale de la vapeur à 1^{atm}
par kil.

Celle de $0^{kil.}$

La partie restée liquide en ayant abandonné 16,80

Les parois métalliques doivent fournir 17,47 calories, plus toute la chaleur neutralisée par le travail externe que la vapeur a transmis au piston pendant la détente.

Ce travail de détente, accompli suivant la loi isothermique, est de $6^{atm.},10333^{kil.} . 0^{m^3},1985. \log 6 . 2,3026 = 22053$ kilogrammètres qui correspondent à une consommation de chaleur de

$$\frac{22053^{km.}}{425^{km.}} = 51,89 \text{ calories ;}$$

de sorte que les parois métalliques doivent fournir pendant la détente,

$$51^{cal.},89 + 17^{cal.},47 = 69^{cal.},36.$$

Supposons maintenant que, sur les $0^{kil.},35$ d'eau liquide que contenait la vapeur au début de la détente, $0^{kil.},05$ ont été apportés directement de la chaudière et que $0^{kil.},30$ se sont formés par condensation dans le cylindre même, pendant l'admission.

Les $0^{kil.},30$ de vapeur à $6^{atm.}$ qui se sont condensés, ont abandonné aux parois métalliques, pour les réchauffer, leur chaleur totale, moins leur chaleur externe, moins leur chaleur du liquide, c'est-à dire que l'abandon de chaleur s'est limité à la chaleur interne qui est, d'après la table fondamentale, de $449^{cal.},457$ par kil. ; soit pour les $0^{kil.},30$,

$$0,30 . 449,457 = 134,84 \text{ calories.}$$

Nous avons trouvé ci-dessus que la vaporisation et le travail en consommaient 69,36, il resterait donc :

$$134,84 - 69,36 = 65,48 \text{ colories,}$$

pour subvenir aux pertes par refroidissement extérieur et pour produire la vaporisation d'une partie plus ou moins considérable de l'eau restée liquide, pendant l'échappement au condenseur.

On peut aussi, par la méthode de M. Clausius, exposée page 184, déterminer la fraction des $0^{kil.},35$ d'eau liquide

mélangée à la vapeur au début de la détente, qui se vaporiserait sans l'intervention des parois, sous l'action de la chaleur du liquide seule.

Cette fraction est donnée par la formule :

$$x_1 = \frac{(K - K_1)\,T_1}{r_1},$$

dans laquelle

x_1 représente le poids d'eau qui se vaporise lorsque la tension initiale sur la surface du liquide s'abaisse jusqu'à la tension finale, pour $1^{\text{kil.}}$ d'eau à la tension initiale,

K une constante relative à la tension initiale,

K_1 une constante relative à la tension finale,

T_1 la température absolue finale de l'eau liquide,

r_1 la chaleur totale de vaporisation par kil. de liquide, à la tension qui existe à la fin de la détente; cette chaleur comprenant celle qui correspond aux résistances externes.

Dans le cas particulier que nous avons choisi, d'une détente de $6^{\text{atm.}}$ à $1^{\text{atm.}}$, ou d'une chute de température de

$$159^\circ,22 - 100^\circ = 59^\circ,22,$$

on a, d'après le tableau de la page 184,

$$K = 0,46392 \;;\; K_1 = 0,31356 \;;$$

$$r_1 = 637 - 100,5 = 536^{\text{cal.}},5 \;;\; T_1 = 273 + 100 = 373^\circ \text{ absolus.}$$

L'expression ci-dessus fournit alors :

$$x = \frac{(0,46392 - 0,31356)373}{536,5} = 0^{\text{kil.}},1045$$

par kil. d'eau à l'état initial.

Pour les $0^{\text{kil.}},35$ que contenait la vapeur, la vaporisation ne serait que de

$$0,35 \,.\, 0,1045 = 0^{\text{kil.}},0367,$$

soit environ la moitié de la vaporisation nécessaire pour maintenir la tension selon la loi isothermique.

D'après les calculs qui précèdent, sur le cas particulier que nous avons adopté, la condensation de vapeur pendant chaque

période d'admission, abandonne aux parois métalliques environ $134^{cal.},84$ qui disparaissent, en partie par le travail externe produit, en partie par les refroidissements extérieurs, et qui en partie aussi, passent au condenseur avec la décharge de vapeur ; cette perte et cette restitution de $134^{cal.},84$ se reproduisent pendant chaque excursion du piston.

Voyons maintenant si elles comportent une variation de température considérable dans les parois du cylindre. A la fin de la détente, la vapeur occupe, comme nous l'avons vu, un volume de $1^{m3},191$; si l'on néglige les espaces nuisibles et l'épaisseur du piston, un cylindre qui aurait 1^{m} de diamètre et $1^{m},52$ de hauteur intérieure, offrirait ce volume. Sa surface interne serait de $3,14 \,.\, 1^{m}{}^{2}52 + 2 \,.\, 0^{m2},785 = 6,374$ mètres carrés, et ce n'est là qu'un minimum que dépasse notablement la surface effective.

On ignore entièrement si les variations de température dues à l'emmagasinement et à la restitution successives de la chaleur, qui doivent nécessairement se produire dans ces circonstances, se propagent dans toute l'épaisseur des parois des cylindres, ou seulement, à cause de la rapidité avec laquelle elles se succèdent, ne se propagent que jusqu'à une certaine profondeur dans la masse métallique.

Admettons l'hypothèse que ces variations ne se manifestent que jusqu'à la profondeur de $0^{m},005$; la masse métallique qui les subira, pesera :

$$6^{m2},374 \,.\, 0^{m},005 \,.\, 7200^{kil.} = 229^{kil.},46,$$

et si l'on désigne par x la variation de température moyenne qui se produira dans cette masse de fonte qui pèse $7200^{kil.}$ par mètre cube et dont la chaleur spécifique est d'environ 0,13, il viendra :

$$229^{kil.},46 \,.\, 0^{cal.},13 \,.\, x = 134^{cal.},84 \,; \quad \text{d'où } x = 4,52 \text{ degrés centig.}$$

Ainsi, il suffirait que la paroi interne du cylindre, jusqu'à la profondeur de $0^{m},005$, subît une variation de température moyenne, égale à $4^{\circ},52$, lorsque la vapeur en contact avec elle, en éprouve une de $59^{\circ},22$ pendant la détente seulement, variation encore augmentée par la chute de température pendant

l'échappement, pour expliquer tous les phénomènes de vaporisation et de condensation que nous avons exposés.

On peut légitimement conclure de toutes ces observations, que les parois métalliques des cylindres jouent un rôle considérable dans les phénomènes de production du travail dans les machines à vapeur, et l'on comprend aisément combien il doit être difficile, pour ne pas dire impossible, de prévoir avec quelque précision, l'importance de ce rôle, dans le calcul à priori des machines à établir, et combien il doit rester d'incertitude concernant les effets que l'on obtiendra effectivement d'une dépense déterminée de vapeur dans une machine qui n'est qu'à l'état de projet ; d'autant plus que l'on a pu constater par expérience que la loi de détente varie, non seulement d'une machine à une autre, mais varie encore dans la même machine, suivant que cette détente est plus ou moins prolongée. Ce problème, au point de vue pratique, présente plus d'inconnues que l'on ne possède d'équations pour les déterminer, et si nous avons conseillé, au début de cet article, d'appliquer la loi isothermique à la détermination du travail à détente, dans les machines à un seul cylindre, ce n'est pas qu'il y ait très grande probabilité qu'elle s'effectuera réellement conformément à cette loi, mais parce qu'elle est une sorte de loi moyenne au-dessus et au-dessous de laquelle la détente s'effectue, suivant les circonstances, sans qu'elle s'en écarte de quantités suffisantes pour amener de graves mécomptes.

Heureusement ces écarts de la loi de Mariotte, quand ils se produisent, peuvent toujours être rectifiés par quelques tâtonnements sur la pression initiale de la vapeur et sur le degré de détente qu'il convient d'adopter pour se placer dans les conditions de fonctionnement pratique qui fourniront exactement le travail dont on a besoin.

C'est sur la quantité d'eau et de vapeur qui seront effectiment consommées par la machine, qu'il reste, à priori, le plus d'incertitude.

Généralement la chemise de vapeur améliore la loi de détente et diminue la condensation pendant l'admission ; de sorte

qu'elle procure le double bénéfice d'un travail plus considérable pendant chaque course et d'une consommation de vapeur, moindre. D'après un grand nombre d'expériences, le bénéfice moyen effectué sur la consommation de vapeur nécessaire à la production d'un travail déterminé, s'élève à environ 20 °/₀ quand on emploie cette chemise de vapeur qui est efficace aussi bien quand on fonctionne avec vapeur surchauffée qu'avec vapeur saturée.

Il arrive cependant assez souvent, et c'est surtout lorsque la vapeur emporte avec elle beaucoup d'eau de la chaudière, que la courbe de détente soit plus élevée dans certaines machines sans chemise de vapeur que dans d'autres qui possèdent cet utile appendice et qui ne reçoivent pas tant d'eau liquide ; cela tient à une plus abondante vaporisation intérieure pendant cette détente, et nous avons signalé les circonstances dans lesquelles elle peut avoir lieu. Dans tous les cas, et pour un travail déterminé à produire, les chaudières doivent être capables de fournir plus de vapeur quand les machines ne sont pas pourvues d'une chemise que quand elle en possèdent une, malgré la condensation spéciale qui se produit dans cette chemise et qui peut s'élever de 5 à 10 °/₀ de la dépense totale, suivant que la détente est moins ou plus prolongée et qu'il y a moins ou plus d'eau à vaporiser dans le cylindre.

Lorsque l'on travaille avec vapeur surchauffée de 80° à 100°, la condensation à l'admission étant très faible ou nulle, la courbe de détente s'abaisse plus rapidement que quand on fonctionne avec vapeur saturée et chemise de vapeur, et souvent plus rapidement que quand on travaille sans chemise de vapeur. Le bénéfice de cette surchauffe qui est assez considérable dans les machines où le piston et les organes de distribution sont construits avec précision et bien étanches, se manifeste principalement par une économie plus ou moins considérable sur la quantité de vapeur dépensée pour un travail déterminé.

Ainsi, en résumé, nous conseillons aux constructeurs, pour le calcul a priori des dimensions de leurs machines : l'emploi de la formule isothermique, avec les dispositions nécessaires pour

effectuer facilement pendant la mise en train des appareils, les tâtonnements qui sont indispensables pour corriger les erreurs d'appréciation et régler les conditions finales de marche qui fourniront le travail demandé; mais quand ils possèdent un grand nombre de renseignements sur le mode de production du travail dans les machines qu'ils ont construites, le plus sûr est de supposer que la loi de détente dans la machine à exécuter, sera la même que dans les autres de même nature qui fonctionnent; ils n'en seront pas moins obligés à quelques tâtonnements lors de la mise en marche, mais ces tâtonnements seront probablement de peu d'importance.

En désignant par:

P la pression à l'admission, en kil. par mètre carré;

P' la *contre pression moyenne* du piston pendant toute la course, aussi en kil. par mètre carré;

V le volume engendré par le piston pendant la période d'admission sous la tension P;

V' le volume total engendré par ce piston, pour la course entière;

V_1 le volume de l'espace nuisible;

x le chiffre de la détente ou le nombre de fois que le volume de vapeur après la détente contient le volume avant cette détente.

On obtient pour valeur du travail T transmis au piston en une course:

1° S'il n'y a point d'espace nuisible,

$$T = PV + PV \log x \,.\, 2{,}3026 - P'V' =$$
$$PV\,(1 + \log x \,.\, 2{,}3026) - P'V'.$$

2° Quand il y a un espace nuisible,

$$T = P\,(V + V_1)\left(1 + \log \frac{V' + V_1}{V + V_1}\, 2{,}3026\right) - PV_1 - P'V',$$

en observant que le travail à détente est dû au volume initial $V + V_1$, mais que le travail à pression pleine PV_1 n'a pas été produit, et que le travail de contre pression P'V' reste le même qu'auparavant.

Quelquefois on modifie ces formules en y remplaçant les volu-

mes par les produits des sections de pistons par les parties de course qui correspondent à ces volumes ; ainsi en représentant par :

S la section d'un piston ;
L sa course entière ;
Z la partie de sa course qui correspond à l'admission ;
C la hauteur de cylindre qui, sous la section de celui-ci, fournirait un volume égal à celui de l'espace nuisible.

On a :

$$V = SZ\ ;\ V' = SL\ ;\ V_{,} = SC\ ;\ x = \frac{L + C}{Z + C}.$$

Ces valeurs substituées dans les équations précédentes, donnent :

1° S'il n'y a point d'espace nuisible ;

$$T = SL\left(\frac{P}{x}(1 + \log x\,.\,2{,}3026) - P'\right).$$

2° S'il y a un espace nuisible ;

$$T = S(L+C)\left\{\frac{P(Z+C)}{L+C}\left(1+\log\frac{L+C}{Z+C}2{,}3026\right)\right\} - S(PC+P'L).$$

Il faut généralement compter que, dans ces machines à un seul cylindre, la dépense effective de vapeur dépassera la dépense calculée d'après le volume qu'elle doit occuper dans le cylindre :

1° De 30 à 45 °/₀ quand le cylindre n'a point de chemise de vapeur.

2° De 20 à 30 °/₀ quand il est revêtu de cette chemise.

3° De 10 à 15 °/₀ si la vapeur est surchauffée de 80° à 100°.

Certains constructeurs ont l'habitude d'évaluer le degré de détente qu'ils adoptent dans leurs machines, par le rapport de la course totale du piston, à la partie de cette course qui correspond à la période d'admission, en ne tenant aucun compte de l'espace nuisible ; mais ce mode d'appréciation, lorsque l'espace nuisible a une valeur relative assez considérable, conduit à d'assez grandes erreurs concernant le chiffre réel de la détente et à de singuliers résultats relativement aux effets pratiques de cette détente. Dans les machines les mieux établies, on a pu

réduire à 2 °/₀ du volume total engendré par le piston, le volume de l'espace nuisible.

Dans d'autres ce volume s'élève jusqu'à 10 °/₀ du volume utile du cylindre ; on cite même des machines marines où ce volume s'est élevé à 20 °/₀ de ce volume utile du cylindre.

Nous allons montrer l'importance des erreurs que l'on commet en négligeant ces espaces nuisibles dans l'évaluation du chiffre de la détente, et les conséquences qu'entraîne l'existence de ces espaces nuisibles, même quand ils ne dépassent pas un maximum de 10 °/₀ du volume total engendré par le piston et lorsque les machines sont à condensation.

Différences entre les détentes effectives et les détentes évaluées sans tenir compte des espaces nuisibles. Nous supposerons d'abord que le volume de l'espace nuisible est réduit à 0,02 du volume total engendré par le piston, puis, qu'il s'élève à 0,10 de ce dernier volume.

La détente évaluée sans tenir compte de l'espace nuisible, est représentée par

$$\frac{V'}{V} = x \quad \text{ou } V = \frac{V'}{x}.$$

La détente réelle est représentée par

$$\frac{V'+V_1}{V+V_1'}.$$

Si nous supposons $V_1 = 0{,}02\ V'$, l'expression deviendra

$$\frac{V'(1+0{,}02)}{V+0{,}02.V'} = \frac{V'(1+0{,}02)}{V'\left(\frac{1}{x}+0{,}02\right)} = \frac{x(1{,}02)}{1+0{,}02.x}.$$

Si l'on suppose $V_1 = 0{,}10.\ V'$, la même expression deviendra

$$\frac{x.1{,}10}{1+0{,}10.x}.$$

Voici les calculs faits pour diverses détentes, dans ces deux hypothèses.

Pour $V_1 = 0,02\ V'$.						
Détente fictive ou valeur de x en négligeant l'espace nuisible.	2	3	4	5	10	15
Détente réelle effectuée.	1,961	2,887	3,777	4,636	8,500	11,769

Pour $V_1 = 0,10\ V'$.						
Détente fictive en négligeant l'espace nuisible.	2	3	4	5	10	15
Détente réelle effectuée.	1,833	2,538	3,143	3,666	5,500	6,600

On voit, d'après ces deux tableaux, que si l'erreur commise sur le chiffre réel de la détente, en négligeant les espaces nuisibles, n'est pas considérable quand ces espaces nuisibles sont réduits au minimum, elle devient énorme quand ils sont très grands, surtout quand la détente est très prolongée.

Examinons maintenant leur influence sur l'effet utile que l'on peut tirer de la vapeur dans les machines à condensation où la vapeur n'a plus qu'une densité insignifiante à la fin de la décharge et où, par conséquent, ces espaces nuisibles doivent être remplis de nouvelle vapeur à la tension d'admission, au commencement de chaque course.

Pour mettre, plus complètement, en évidence ces fâcheux effets des espaces nuisibles, nous procéderons par voie d'application numérique et nous supposerons qu'un cylindre dans lequel le piston engendre toujours un volume de 1 mètre cube, présente un espace nuisible qui varie depuis zéro jusqu'à la moitié de ce volume de 1^{m3} ; cette dernière condition de marche ne se présente jamais dans l'application, mais elle servira à

P. *Pression de la vapeur par* m². *Volume engendré par le piston dans tous les cas,* 1 *mètre cube.*

	VOLUME DE L'ESPACE NUISIBLE.	0m³,00	0m³,02	0m³,05	0m³,10	0m³,15	0m³,25	0m³,50
Admission directement utilisée de 0m³,05.	Détente apparente	20	20	20	20	20	20	20
	Détente effective	20	14,57	10,50	7,33	5,75	4,16	2,73
	Travail à pression pleine, en *km* . .	P.0,0500	P.0,0500	P.0,0500	P.0,0500	P.0,0500	P.0,0500	P.0,0500
	Travail à détente, en *km*	P.0,1497	P.0,1875	P.0,2351	P.0,2988	P.0,3498	P.0,4276	P.0,5522
	Travail total absolu contre une face du piston, en *km*	P.0,1997	P.0,2375	P.0,2851	P.0,3488	P.0,3998	P.0,4776	P.0,6022
	Volume de vapeur dépensée . . .	0m³,05	0m³,07	0m³,10	0m³,15	0m³,20	0m³,30	0m³,55
	Travail absolu par mètre cube de vapeur dépensée, en *km*	P.3,9900	P.3,393	P.2,851	P.2,325	P.1,999	P.1,592	P.1,095
ission directement utilisée de 0m³,10.	Détente apparente	10	10	10	10	10	10	10
	Détente effective.	10	8,50	7,00	5,50	4,60	3,57	2,50
	Travail à pression pleine, en *km* . .	P.0,1000	P.0,1000	P.0,1000	P.0,1000	P.0,1000	P.0,1000	P.0,1000
	Travail à détente, en *km*	P.0,2303	P.0,2568	P.0,2918	P.0,3409	P.0,3815	P.0,4453	P.0,5498
	Travail total absolu contre une face du piston, en *km*	P.0,3303	P.0,3568	P.0,3918	P.0,4409	P.0,4815	P.0,5453	P.0,6498
	Volume de vapeur dépensée . . .	0m³,10	0m³,12	0m³,15	0m³,20	0m³,24	0m³,35	0m³,60

Admission directement utilisée de $0^{m3},25$.	Détente apparente	4	4	4	4	4	4	4
	Détente effective	4	3,78	3,50	3,14	2,87	2,50	2,00
	Travail à pression pleine, en *km*	P.0,2500	P.0,2500	P.0,2500	P.0,2500	P.0,2500	P.0,2500	P.0,2500
	Travail à détente, en *km*	P.0,3465	P.0,3592	P.0,3758	P.0,4004	P.0,4217	P.0,4581	P.0,5198
	Travail total absolu contre une face du piston, en *km*	P.0,5965	P.0,6092	P.0,6258	P.0,6504	P.0,6717	P.0,7081	P.0,7698
	Volumes de vapeur dépensée	$0^{m3},25$	$0^{m3},27$	$0^{m3},30$	$0^{m3},35$	$0^{m3},40$	$0^{m3},50$	$0^{m3},75$
	Travail absolu par mètre cube de vapeur, en *km*	P.2,386	P.2,278	P.2,086	P.1,858	P.1,679	P.1,416	P.1,026
Admission directement utilisée de $0^{m3},50$.	Détente apparente	2	2	2	2	2	2	2
	Détente effective	2	1,96	1,91	1,83	1,77	1,67	1,50
	Travail à pression pleine, en *km*	P.0,5000	P.0,5000	P.0,5000	P.0,5000	P.0,5000	P.0,5000	P.0,5000
	Travail à détente, en *km*	P.0,3465	P.0,3500	P.0,3559	P.0,3625	P.0,3710	P.0,3846	P.0,4054
	Travail total absolu contre une face du piston, en *km*	P.0,8465	P.0,8500	P.0,8559	P.0,8625	P.0,8710	P.0,8846	P.0,9054
	Volumes de vapeur dépensée	$0^{m3},50$	$0^{m3},52$	$0^{m3},55$	$0^{m3},60$	$0^{m3},65$	$0^{m3},75$	$1^{m3},00$
	Travail absolu par mètre cube de vapeur, en *km*	P.1,693	P.1,634	P.1,556	P.1,436	P.1,339	P.1,179	P.0,9054

faire ressortir avec plus de netteté les conséquences auxquelles nous voulons aboutir.

Nous supposerons de plus, que la détente s'accomplit suivant la loi de Mariotte, que la tension initiale de la vapeur, P par mètre carré, est quelconque, et que la machine est à condensation, sans compression à la fin de l'échappement, de façon que la quantité de vapeur qui reste dans l'espace nuisible, au moment d'une nouvelle admission, soit tout à fait négligeable.

Nous avons inséré dans le tableau ci-dessus tous les résultats de ces calculs effectués dans les hypothèses successives d'un espace nuisible de $0^{m^3},0$... $0^{m^3},02$... $0^{m^3},05$... $0^{m^3},10$... $0^{m^3},15$... $0^{m^3},25$... $0^{m^3},50$..., et de quatre admissions différentes pendant la course du piston, $0^{m^3},05$... $0^{m^3},10$... $0^{m^3},25$... $0^{m^3},50$.

Pour montrer comment toutes les valeurs comprises dans ce tableau ont été déterminées, nous calculerons celles qui sont relatives à l'une des hypothèses adoptées; par exemple, celle d'un espace nuisible de $0^{m^3},10$ et d'une admission de $0^{m^3},25$ pendant la marche du piston.

Les autres ont été calculées par le même procédé.

Avec l'espace nuisible de $0^{m^3},10$, le volume total occupé par la vapeur à la fin de la course, est de $1^{m^3},10$.

L'admission de $0^{m^3},25$ pendant la marche du piston, donnera $0^{m^3},25 + 0^{m^3},10 = 0^{m^3},35$ de vapeur à la tension quelconque P au commencement de la détente.

La détente apparente, quand on ne tient pas compte de l'espace nuisible, est de

$$\frac{1^{m^3}}{0^{m^3},25} = 4 .$$

La détente réelle est de

$$\frac{0^{m^3},10+1^{m^3}}{0^{m^3},35} = 3,14 .$$

Le travail à pression pleine est de $0^{m^3},25$. P kilogrammètres.

Le travail à détente effective, de

$$P . 0^{m^3},35 . \log. 3,14 . 2,3026 = P . 0,4004 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail total à pression pleine et à détente, produit par le volume de $0^{m^3},35$ de vapeur à la tension P, sera donc de

$$P\,(0,25+0,4004) = P\,.\,0,6504 \text{ kilogrammètres ;}$$

soit par m^3 de vapeur

$$P\,\frac{0,6504\times 1^{m^3}}{0^{m^3},35} = P\,.\,1,858 \text{ kilogrammètres.}$$

En examinant attentivement les valeurs consignées dans ce tableau, on reconnaît que lorsque l'espace nuisible est nul, le travail recueilli d'un mètre cube de vapeur est de

1,693 . P	pour une admission de	$0^{m^3},50$	pendant la marche du piston.
2,386 . P	"	de $0^{m^3},25$	"
3,333 . P	"	de $0^{m^3},10$	"
3,990 . P	"	de $0^{m^3},05$	"

Il y a donc, dans ces conditions de marche, un grand bénéfice à pousser la détente très loin ; par exemple jusqu'à ce que la tension de la vapeur sur le piston ne soit plus que suffisante pour surmonter la contre-pression et les résistances passives de l'appareil.

Lorsque l'espace nuisible n'est que de 0,02, le bénéfice de l'accroissement de détente est encore très notable.

Mais lorsqu'il atteint $0^{m^3},15$, le bénéfice d'abord assez prononcé jusqu'à ce que l'admission ne soit plus que $0^{m^3},25$ ou le quart du volume engendré par le piston, se ralentit à mesure que la détente augmente. Lorsque l'on passe de l'admission 0,10 à l'admission 0,05, ce qui porte la détente apparente, de 10 à 20 fois le volume initial de la vapeur, le travail recueilli par mètre cube ne s'élève plus que de

$$P\,.\,1926 \text{ à } P\,.\,1999\,.$$

Le bénéfice dû à cet accroissement de détente, n'est que de

$$\frac{1,999-1,926}{1,999} = 0,036\,; \quad \text{soit de 3 à 4 \%.}$$

Mais comme, par cet accroissement de détente, le travail de chaque coup de piston est diminué dans le rapport de

$$P \,.\, 0{,}4815 \quad \text{à} \quad P \,.\, 0{,}3998\,,$$

il faut plus de coups de piston pour le même travail, ce qui augmente la part des résistances passives et fait disparaître le bénéfice de l'augmentation de la détente.

Cet effet fâcheux des espaces nuisibles est encore bien plus prononcé quand l'espace nuisible dépasse $0^m,15$, comme on peut s'en convaincre par l'examen des chiffres du tableau.

C'est ce qui explique pourquoi, dans les machines où l'espace nuisible est considérable, et l'on en cite où il atteint 0,20 du volume engendré par le piston, on n'a trouvé que de la perte en poussant la détente nominale au-delà de 3 ou 4 fois le volume initial de la vapeur.

Il est donc très important de réduire les espaces nuisibles au plus petit volume possible et, dans les machines modernes les plus perfectionnées, cet espace a été ramené à 0,02 ou 0,03 du volume engendré par le piston. Dans les machines ordinaires il s'élève habituellement de 0,04 à 0,07.

Les vices inhérents à ces espaces nuisibles sont : 1° la perte du travail à pression pleine correspondant au volume de vapeur qui les emplit sous la tension initiale ; 2° une diminution plus ou moins considérable de la détente réelle relativement à la détente apparente, c'est-à-dire évaluée sans tenir compte de ces espaces nuisibles.

On peut, par un artifice de distribution qui sera étudié plus tard, produire vers la fin de l'échappement, une compression sur une partie de la vapeur destinée à cet échappement et éviter ainsi en tout ou en partie la 1re perte, mais la 2e, c'est-à-dire la limitation de la détente continue à subsister toute entière.

Fixation du chiffre de la détente pour accroître le travail à pression pleine, d'une quantité déterminée. Le travail à pression pleine d'un volume V de vapeur à la tension P, est PV, et si l'on admet que la détente s'effectue suivant la loi de Mariotte jusqu'au volume V', le travail dû à cette détente, sera

$$PV \log. \frac{V'}{V}\, 2{,}3026.$$

Si l'on pose la condition que ce travail sera égal à n PV, il viendra

$$n\,PV = PV \log. \frac{V'}{V}\, 2{,}3026;$$

d'où $$\log. \frac{V'}{V} = \frac{n}{2{,}3026} = 0{,}434.\ n.$$

Si .... $n = 1$; c'est-à-dire pour un travail à détente égal au travail à pression pleine, la détente . . . . $\frac{V'}{V} = 2{,}72$

$n = 1{,}5$ . . . . . $\frac{V'}{V} = 4{,}48$

$n = 2$ . . . . . $\frac{V'}{V} = 7{,}39$

$n = 2{,}5$ . . . . . $\frac{V'}{V} = 12{,}18$

$n = 3$ . . . . . $\frac{V'}{V} = 20{,}09$

La détente ne dépasse jamais cette dernière limite et, par conséquent, le travail à détente ne peut dépasser 3 fois le travail à pression pleine.

Dans les machines avec espaces nuisibles considérables, la limite de détente est bien loin d'atteindre ces chiffres, même en mettant de côté toutes les observations que nous avons faites ci-dessus concernant le peu de bénéfice et même la perte qu'occasionne, dans ce cas, une détente un peu prolongée.

En effet quand l'espace nuisible est égal, par exemple, à 0,20 du volume engendré par le piston, il est évident que, même en n'admettant point de vapeur pendant la course et en se contentant de celle qui emplit l'espace nuisible, le chiffre de la détente ne serait encore que 5 ; c'est là la limite des détentes possibles dans une semblable machine.

Travail de la vapeur dans les machines à deux cylindres ou machines de Woolf.

La machine à deux cylindres, dite machine de Woolf du nom de son inventeur, comprend, comme nous l'avons dit en exposant les différents types de moteurs à vapeur, deux cylindres de dimensions différentes. La vapeur travaille à pression pleine sur le piston du petit, ou subit dans celui-ci un commencement de détente, puis passe dans le grand où sa détente s'achève.

On peut représenter par une figure purement théorique le mode d'action de la vapeur dans les machines de cette espèce.

Le petit cylindre G H zm (fig. 39), est mis en communication avec le grand cylindre A B F E, par un orifice O qui s'ouvre quand les deux pistons Q et Q′ commencent leurs courses de haut en bas. Immédiatement avant cette course, la vapeur venant de la chaudière agissait sur la face supérieure du petit piston Q et, sous ce piston, la capacité G H zm se trouve pleine de la vapeur du coup de piston précédent, à la tension qui régnait dans cette capacité à la fin de la course montante. Le piston Q, dans sa course descendante, ne doit pas dépasser la position I K, de sorte que l'espace nuisible du petit cylindre se compose de volume I K zm.

A B C D représente l'espace nuisible du grand cylindre.

Représentons par :

P la tension dans le petit cylindre avant l'ouverture de l'orifice O.

V le volume engendré en une course par le piston Q.

εV le volume de l'espace nuisible du petit cylindre.

nV le volume engendré par le piston Q′ du grand cylindre.

$\varepsilon' n$V le volume de l'espace nuisible du grand cylindre.

P′ la pression variable sur le grand piston pendant sa course de haut en bas.

Aussitôt que la course descendante commence et que l'orifice O se découvre, la vapeur à la tension P qui occupe le volume V+εV, emplit brusquement l'espace nuisible $\varepsilon' n$V; puis, comme

les deux pistons se meuvent ensemble de haut en bas avec des vitesses égales, ou des vitesses proportionnelles s'ils ont des courses différentes, la vapeur comprise entr'eux augmente continuellement de volume, de quantités égales aux différences des volumes engendrés par ces deux pistons.

Quand ils sont arrivés à la fin de leurs courses, la vapeur à la tension P qui occupait primitivement le volume $V+\varepsilon V$, s'est dilatée jusqu'au volume $\varepsilon V+\varepsilon' nV+nV$. On a donc pour valeur de la détente réelle n' qu'a subie la vapeur,

$$n' = \frac{\varepsilon V+\varepsilon' nV+nV}{V+\varepsilon V} = \frac{\varepsilon+n(\varepsilon'+1)}{\varepsilon+1}. \qquad \text{(E)}$$

Suivant les valeurs attribuées à ε et à ε', la détente n' peut être égale à la détente apparente n déterminée d'après le rapport des volumes engendrés par les deux pistons, ou bien être plus ou moins prolongée que cette dernière détente.

Si l'on voulait qu'elle lui fût égale, c'est-à-dire que la tension de la vapeur comprise entre les deux pistons, à la fin de leur course, fût égale à celle qui se produirait s'il n'y avait point d'espaces nuisibles, on poserait l'équation :

$$\frac{\varepsilon+n(\varepsilon'+1)}{\varepsilon+1} = n\,;$$

d'où l'on tire :

$$\varepsilon' = \varepsilon\,\frac{n-1}{n}. \qquad \text{(D)}$$

Ainsi, par exemple, si l'espace nuisible ε du petit cylindre était égal à 0,04 du volume engendré par son piston et que le volume engendré par le grand piston fût 5 fois plus grand que le volume engendré par le petit, on aurait $\varepsilon' = 0{,}04\,\frac{4}{5} = 0{,}032$ du volume engendré par le grand. Dans ces conditions, la détente avec les espaces nuisibles serait exactement la même que s'ils n'existaient pas, mais le travail recueilli ne serait pas le même, comme nous allons le voir.

La détente pratique, dans ces machines, s'effectue suivant une loi assez compliquée, à cause des condensations et des vaporisations successives qui se produisent dans la masse en

travail, mais nous admettrons, dans les considérations qui vont suivre, qu'elle a lieu suivant la loi isothermique, et nous indiquerons ensuite dans quel sens la loi effective s'écarte de cette loi isothermique, pendant la marche des appareils.

Dans cette hypothèse, la vapeur à la tension P qui occupe, dans le petit cylindre, le volume $V+\varepsilon V$, passera brusquement au volume $V+\varepsilon V+\varepsilon' nV$, à l'instant où l'ouverture d'admission dans le grand cylindre, se découvrira, et si l'on veut bien considérer comme négligeable le temps nécessaire pour que l'équilibre s'établisse dans toute l'étendue de cette dernière capacité, il s'y produira, avant que les pistons se mettent en marche, une tension P′ qui peut être déterminée par l'équation $P : P' = V+\varepsilon V+\varepsilon' nV : V+\varepsilon V$;

d'où $$P' = P\,\frac{\varepsilon'+1}{1+\varepsilon+\varepsilon' n}. \qquad \text{(M)}$$

Si la vapeur ne contenait point d'eau et qu'il n'y eût point de refroidissement extérieur, cette tension P′ s'établirait effectivement conformément à la loi de Hirn, et la vapeur se surchaufferait légèrement.

Si la vapeur contenait une certaine quantité d'eau, qu'il n'y eût point de perte extérieure de chaleur, et si une détente aussi brusque n'engendrait pas un refroidissement momentané dans la masse de vapeur, la tension P′ serait un peu plus considérable que celle que nous venons de déterminer, parce qu'il y aurait une certaine vaporisation par suite de la diminution de pression sur cette eau à l'état liquide.

Cette partie de la détente, de la tension P à la tension P′, correspond à un travail perdu qui peut avoir une certaine valeur quand l'espace nuisible ε' n'a pas été réduit à son minimum. Sous ce point de vue, la machine à deux cylindres est inférieure à la machine à un seul cylindre qui utilise la détente sans interruption pendant toute sa durée.

La détente utilisée, dans la machine à deux cylindres, commence avec la course des pistons puis, pendant cette course, le volume de vapeur passe de $V+\varepsilon V+\varepsilon' nV$ à $\varepsilon V+\varepsilon' nV+nV$, et la tension P′ passe à la tension finale P″.

La valeur n'' de cette détente utilisée, est donc :

$$n'' = \frac{\varepsilon V + \varepsilon' n V + n V}{V + \varepsilon V + \varepsilon' n V} = \frac{\varepsilon + \varepsilon' n + n}{1 + \varepsilon + \varepsilon' n}. \qquad \text{(A)}$$

Le travail qui résulte de cette détente est moteur sur le grand piston et résistant sous le petit; de sorte que celui qui est effectivement utilisé est égal seulement à la différence de ces deux travaux de sens contraires.

D'après ce que nous avons démontré dans le premier volume de cet ouvrage, à propos du travail à détente des gaz, il est clair que ce travail utilisé est égal à celui qui se produirait dans un seul cylindre, si le volume initial $V + \varepsilon V + \varepsilon' n V$ à la tension P' se détendait jusqu'à occuper n'' fois ce même volume initial ; mais comme il s'agit ici d'un mode particulier de détente, une démonstration directe ne sera pas inutile et nous fera connaître plus exactement la loi de variation de la pression sur les pistons en chacun des points de leur course commune.

Représentons par V_n le volume initial de vapeur $V + \varepsilon V + \varepsilon' n V$ à la tension P' sous laquelle commence la détente utilisée.

Pour une fraction quelconque x de la course des pistons, parcourue sous l'action de la détente, le volume V_n augmente d'un côté de xnV et diminue de l'autre de xV.

L'accroissement effectif de volume est donc de

$$xnV - xV = Vx\,(n - 1).$$

Cet accroissement de volume est exactement proportionnel à la fraction x de leur course totale, que les deux pistons ont parcourue ; de sorte que la diminution de tension doit se produire comme dans un seul cylindre et l'on doit pouvoir tracer la courbe de ces tensions par le procédé ordinaire basé sur la loi des tensions inversement proportionnelles aux volumes.

Comme dans le cas dont il s'agit, le volume V_n primitivement occupé par la vapeur à la tension P' diminue d'un côté pendant qu'il augmente de l'autre et qu'il faut, pour tracer la courbe des tensions, un volume initial qui ne subit qu'un accroissement continu sans diminution sous l'action d'une paroi rentrante, il convient de remplacer le volume V_n, dans la

recherche de la courbe, par un autre volume fictif V', tel, qu'il fournisse en chacun des points de la course des pistons, la même tension que celle qui résulte du mouvement commun de ces deux pistons.

Représentons par p la tension de la vapeur quand les deux pistons ont parcouru la fraction x de leur course à détente.

On aura, pour ce cas :

$$P' : p = V_n + V_x (n - 1) : Vn ;$$

d'où
$$p = P' \frac{V_n}{V_n + V_x(n-1)} .$$

Si la détente se faisait dans un seul cylindre où la course à détente aurait la même valeur que dans le grand cylindre de la machine de Woolf, et où le volume engendré pendant cette course à détente, serait également nV, et que le volume initial de vapeur à la tension P', fût V', on aurait, après la fraction n de la course fournie à détente :

$$P' : p = V' + xnV : V' ; \qquad \text{d'où} \quad p = P' \frac{V'}{V' + xnV} .$$

Si l'on pose la condition que la tension p sera la même dans les deux machines après le parcours de la fraction x de la course à détente, il viendra :

$$P' \frac{V_n}{V_n + V_x(n-1)} = P' \frac{V'}{V' + xnV} ;$$

d'où
$$V' = V_n \frac{n}{n-1} . \qquad \text{(B)}$$

Il en résulte que pour tracer la courbe des tensions, suivant la loi isothermique, comme si la détente s'effectuait dans un seul cylindre, il suffit de tracer la courbe sur un volume initial $V_n \frac{n}{n-1}$ à la tension P', et de supposer que le piston engendre ensuite sous l'action de la détente, le volume nV qui est engendré par le grand piston de la machine de Woolf.

Ainsi, par exemple, dans la fig. 39, où le piston Q' se trouve au commencement de sa course, on peut supposer que le cylindre ABFE se prolonge jusqu'en xy, que la capacité DxyC = $V' = V_n \frac{n}{n-1}$, soit pleine de vapeur à la tension P' ; puis que

le piston fournisse sa course ordinaire en engendrant le volume nV ; le travail à détente transmis à ce piston sera exactement égal à celui qu'il reçoit dans la machine à deux cylindres et s'accomplira exactement suivant la même loi.

On aurait, dans ce cas, pour valeur de ce travail à détente,

$$P' \,.\, V_n \frac{n}{n-1} \log n'' \,.\, 2{,}3026 \,.$$

Si l'on veut bien admettre que pendant la course de ces deux pistons, la vitesse a été assez faible et l'ouverture de communication entre les deux cylindres, assez large, pour qu'il n'y eût pas de différence appréciable entre les tensions qui régnaient dans ces deux cylindres, la loi de diminution de tension sous le petit piston, sera la même que sur le grand, et comme le volume engendré par le petit piston n'est que le $\frac{1}{n}$ du volume engendré par le grand, le travail résistant de la détente sous ce petit piston sera $\frac{1}{n}$ du travail de la détente sur le grand, ce qui donnera pour travail effectif produit par la détente :

$$P' V_n \frac{n}{n-1} \log n'' \,.\, 2{,}3026 - \frac{1}{n} P' V_n \frac{n}{n-1} \log n'' \,.\, 2{,}3026 =$$

$$P' V_n \log n'' \,.\, 2{,}3026 \,. \qquad \text{(C)}$$

Nous retrouvons ici le travail effectif du volume réel de vapeur V_n soumis à la détente n'', ce qui est conforme à l'observation faite au début de cet examen ; mais cette méthode d'évaluation du travail à détente fournit le moyen de tracer facilement la courbe des tensions correspondante à la détente effective.

Voici une application :

Supposons V volume engendré par le petit piston, égal à $0^{m^3},10$;

$n = 4$ ou nV $= 0^{m^3},40$;

P pression initiale de la vapeur, égale à $5^{atm.}$ absolues ;

ε espace nuisible de petit cylindre, égal à 0,04 du volume engendré par le petit piston ;

ε' espace nuisible du grand cylindre, égal à 0,08 du volume engendré par le grand piston.

Il viendra successivement :

Voir (M) $P' = 5^{\text{atm.}} \dfrac{0{,}04+1}{1+0{,}04+4\,.\,0{,}08} = 5^{\text{atm.}} \dfrac{1{,}04}{1{,}36} = 3^{\text{atm.}},823.$

Voir (A) $n'' = \dfrac{0{,}04+0{,}08\,.\,4+4}{1+0{,}04+0{,}08\,.\,4} = 3{,}206\,.$

Voir (B) $V_n = 0^{\text{m}^3},10+0^{\text{m}^3},10\,.\,0{,}04+0{,}08\,.\,4\,.\,0^{\text{m}^3},10 = 0^{\text{m}^3},136$

et $V' = 0^{\text{m}^3},136\,\dfrac{4}{3} = 0^{\text{m}^3},1813\,.$

Le travail absolu de la détente, déduction faite de la contre-pression du piston, serait donc égal à (C)

$$3^{\text{atm.}},823\,.\,10333^{\text{kil.}}\,.\,0^{\text{m}^3},136\,.\,\log 3{,}206\,.\,2{,}3026 = 6292^{\text{km.}}.$$

On peut encore observer que, d'après la loi de Hirn concernant les vapeurs saturées sèches, $P'\,V_n = P\,(V+\varepsilon V)$, de sorte que l'expression (C) peut aussi mettre sous la forme

$$P\,(V+\varepsilon V)\,\log n''\,.\,2{,}3026\,.$$

Pour déterminer le travail théorique total transmis aux deux pistons dans une course, il suffit d'ajouter au travail de détente ci-dessus, le travail à pression pleine de la vapeur à $5^{\text{atm.}}$, sur le petit piston, qui est égal à

$$5^{\text{atm.}}\,.\,10333^{\text{kil.}}\,.\,0^{\text{m}^3},10 = 5166^{\text{km.}},50\,,$$

et d'en retrancher le travail de contre-pression du grand piston.

En supposant cette contre-pression de $0^{\text{atm.}},20$, ce qui est le cas le plus habituel des machines à condensation de cette catégorie, on trouve pour valeur de ce travail,

$$0^{\text{atm.}},20\,.\,10333^{\text{kil.}}\,.\,0^{\text{m}^3},40 = 826^{\text{km.}},64\,.$$

On aura donc pour travail total de ce coup de piston :

$$6292 + 5166{,}50 - 826{,}64 = 10631^{\text{km.}},86\,.$$

Dans cette machine, la détente utilisée n'' n'est que de 3,206, mais la détente réelle, en y comprenant l'accroissement brusque de volume dû à l'espace nuisible ε', est de

$$\frac{\varepsilon V+\varepsilon' n V+nV}{V+\varepsilon V} = \frac{\varepsilon+\varepsilon' n+n}{1-\varepsilon} = \frac{0{,}04+0{,}08\,.\,4+4}{1+0{,}04} = 4{,}192.$$

On voit, d'après cela, que plus l'espace nuisible du grand cylindre est considérable, plus la détente réelle est prolongée, et plus la détente utilisée est faible.

Pour que la détente réelle fût égale à la détente qui aurait lieu si tous les espaces nuisibles étaient nuls, c'est-à-dire à 4, il faudrait que l'espace nuisible du grand cylindre fût égal, d'après l'expression (D), à

$$\varepsilon\,\frac{n-1}{n} = 0{,}04\,\frac{4-1}{4} = 0{,}03$$

du volume engendré par le grand piston ;
l'expression (E) donne, pour ce cas :

$$\frac{\varepsilon+\varepsilon' n+n}{1+\varepsilon} = \frac{0{,}04+4\,.\,0{,}03+4}{1+0{,}04} = 4\,.$$

Quant à la détente utilisée, elle est toujours inférieure au rapport des volumes engendrés par les deux pistons, c'est-à-dire toujours inférieure à 4, dans le cas dont il s'agit.

Comme complément à cette application, nous représenterons par un diagramme la loi de variation de la somme des pressions utilisées sur les deux pistons, pendant toute une course, dans les conditions particulières que nous venons d'adopter.

La figure multiple (40) indique les différentes phases de l'opération. Nous avons adopté 60 millimètres pour représenter la tension initiale de $3^{\text{atm.}},823$ sur le grand piston et AB pour représenter le volume $0^{\text{m}^3},40$ engendré par le grand piston.

$Ax = V' = 0^{\text{m}^3},1813$ représente le volume fictif qui sert à tracer la courbe isothermique pyE des tensions sur le grand piston.

$Ap = 60\ ^{\text{m}}/_{\text{m}}$ représente la pression initiale absolue sur ce piston. Nous avons conservé les mêmes unités de mesure pour les volumes et les tensions dans les autres parties de la fig. 40.

OF représente la courbe des tensions sous le petit piston ; comme nous avons admis l'égalité des tensions dans les deux

cylindres, à chaque instant, et comme la section du petit piston n'est que le $\frac{1}{4}$ de celle du grand, puisque nous leur avons supposé même course, cette courbe OF se trace en faisant les ordonnées A'o, *ut*, B'F égales à $\frac{1}{4}$ des ordonnées correspondantes A*p*, *zy*, BE de la courbe *py*E.

La tension constante de $5^{atm.}$ sur la face supérieure du petit piston est représentée par la ligne droite *n*G dont la hauteur au-dessus de l'axe A"B", est égale à $\frac{1}{4}$ de ce qu'elle serait si cette pression de $5^{atm.}$ était exercée sur le grand piston.

Enfin *m*H représente la ligne de contre-pression du grand piston. Comme nous avons supposé que cette contre-pression était uniformément de $0^{atm.},20$, la hauteur A'''*m* est prise égale à

$$Ap\,\frac{0^{atm.},20}{3^{atm.},823} = 0{,}052\,.\,Ap\,.$$

Nous avons ensuite tracé la courbe CD qui représente la somme des pressions effectives transmises aux deux pistons pendant toute la course.

Cette somme des tensions utilisées transmises aux deux pistons, en un point quelconque de leur course, est évidemment égale à la tension exercée sur le grand piston, en ce point, plus la tension constante exercée sur le petit piston, moins la somme des deux contre-pressions de ces pistons, au même instant ; ainsi on a :

$$\begin{aligned} A^{IV}C &= Ap + A''n - A'0 - A'''m, \\ SR &= zy + A''n - ut - A'''m, \\ B^{IV}D &= BE + A''n - B'F - A'''m. \end{aligned}$$

On voit, d'après ce dernier diagramme, que la somme des efforts effectivement transmis par les deux pistons, n'est pas très variable et, dans l'application, elle l'est encore moins pour des motifs que nous exposerons plus loin.

Nous avons ensuite tracé, pour établir la comparaison, le diagramme $A^{V}IKMB^{V}$ qui correspond au même volume de vapeur, $0^{m^3},104$, sous la tension initiale de $5^{atm.}$ absolues, se détendant dans un seul cylindre jusqu'à quatre fois le volume

primitif; c'est la valeur de la détente apparente dans la machine à deux cylindres.

Du diagramme $A^{v}IKMB^{v}$ qui correspond au travail absolu sur une face du piston, nous avons retranché le travail de la contrepression de ce piston, $A^{v}\ h\ f\ B^{v}$, en adoptant pour valeur de cette contrepression, $0^{atm.},2$ comme dans l'autre machine.

On voit, en comparant les deux diagrammes IKM_{fh} et $A^{iv}CDB^{iv}$, combien la somme des efforts effectifs transmis par les tiges des deux pistons, dans la machine de Woolf, est plus régulière que la pression unique transmise par le piston de la machine à un cylindre, et c'est ce qui explique pourquoi, dans les filatures où l'on a besoin d'une vitesse très régulière, on a préféré la machine de Woolf à la machine à un seul cylindre où la détente aurait la même valeur.

Cette machine à deux cylindres présente cependant une particularité qui la place, théoriquement, au dessous de la machine à un cylindre ; cette cause d'infériorité tient à l'existence de l'espace nuisible du grand cylindre qui empêche la détente effective utilisée d'être égale à la détente apparente, pour le même volume total de vapeur à la tension initiale.

Dans l'exemple que nous avons choisi, le volume initial de la vapeur, sous la tension de $5^{atm.}$, est de $0^{m3},104$ en tenant compte de l'espace nuisible dans le petit cylindre ; puis, à la fin de la course, ce volume est devenu $0^{m3},004 + 0^{m3}4.0,08 + 0^{m3},40 = 0^{m3},436$.

La détente absolue a donc été de $\frac{0,436}{0,104} = 4,192$.

Mais cette détente n'a pas été utilisée toute entière ; elle s'est produite sans travail jusqu'à la tension de $3^{atm.},823$ et, suivant la loi de Hirn, le produit de cette tension par le volume qu'occupait la vapeur en cet instant, devait être égal à $5^{atm.}.0^{m3},104.10333^{kil.}$ travail potentiel initial. La détente, à partir de cet instant, n'a plus été que de 3,206 ; de sorte qu'en admettant que le travail absolu de cette détente s'est effectué suivant la loi de Mariotte, on aurait eu pour valeur de ce travail T_1

$$T_1 = 5^{atm.}\ 10333.0^{m3},104 \log 3,206.2,3026.$$

Si le même volume de vapeur avait été introduit directement dans le grand cylindre dont le piston engendre le volume de $0^{m^3},40$, puis détendu jusqu'à la fin de la course, la détente eût été de $\frac{0,40}{0,104} = 3,846$ et le travail de cette détente égal à

$$T_2 = 5^{atm.}.10333.0^{m^3},104.\ \log 3,846.\ 2,3026.$$

d'où $$T_1 : T_2 = \log 3,206 : \log 3,846 =$$
$$0,50590 : 0,58501 — 1 : 1,15.$$

Il faut donc, pour amoindrir cette infériorité, réduire l'espace nuisible du grand cylindre à son minimum ; mais ce côté désavantageux de la machine à deux cylindres, trouve, comme nous le verrons tout à l'heure, de scompensations dans certains avantages inhérents à cette disposition.

Dans les applications, la machine de Woolf prend des formes très variées ; tantôt les deux cylindres sont placés côte à côte et la vapeur qui s'échappe à une extrémité du petit, se rend par un conduit assez allongé à l'autre extrémité du grand ; dans ce cas, l'espace nuisible entre les deux pistons est nécessairement assez grand et la détente utilisée, notablement inférieure à la détente apparente ; tantôt les deux cylindres placés côte à côte ont des courses inégales et le petit piston agit sur un bras de levier plus court que celui à l'extrémité duquel agit le grand ; cette disposition, au point de vue de la régularité de la somme des efforts transmis à la résistance, est exactement équivalente à celle des machines où les deux pistons ont la même course, parce que si la course du petit piston est plus faible que celle du grand, sa section est plus grande en raison inverse de la course, pour le même volume engendré, et l'on obtient le même moment de la puissance pour surmonter la même résistance au point d'application de celle-ci ; enfin les deux cylindres sont parfois placés sur un même axe, ou bout à bout, avec d'assez longs conduits entre les lumières d'échappement et d'admission ; cette disposition comporte aussi des espaces nuisibles considérables et semble peu favorable à une bonne utilisation de la détente.

La disposition qui semble la plus favorable à la réduction de

l'espace nuisible entre les deux pistons, consiste à placer les deux cylindres côte à côte et à faire passer directement la vapeur d'échappement du petit dans la partie du grand qui est située du même côté; cette disposition oblige à faire mouvoir les pistons en sens inverse et elle est applicable aux machines sans balancier. Les pistons agissent dans ce cas sur deux manivelles placées sur un même arbre en sens exactement inverse. C'est la disposition de la machine de Woolf qui élève les eaux de la distribution de la ville de Mons ; les deux cylindres sont horizontaux et tout l'appareil élévatoire est placé au niveau du sol.

Observations pratiques sur ces machines. — En thèse générale, la quantité d'eau emportée de la chaudière par la vapeur, étant d'autant plus grande que le débit de cette vapeur est plus intermittent, la machine de Woolf dont le petit cylindre reçoit la vapeur pendant toute la course, ce qui comporte une vaporisation bien uniforme, l'emporte sur la machine à un seul cylindre où l'admission est intermittente, au point de vue du transport direct de l'eau liquide de la chaudière au cylindre.

Il est vrai que, bien souvent, la détente commence dans le petit cylindre, pour se continuer dans le grand, ce qui permet de pousser cette détente très loin afin de tirer beaucoup d'effet utile d'une dépense déterminée de vapeur ; dans ce cas, l'avantage spécial que nous venons de signaler se trouve diminué.

D'autre part, l'espace nuisible du petit cylindre, qui doit s'emplir de vapeur sous la tension initiale, à chaque course, est nécessairement plus restreint que si la vapeur avait été admise directement dans le grand, à cause de la différence des diamètres et des conduits entre les cylindres et les organes de distribution. La quantité proportionnelle de vapeur qui ne produit point de travail à pression pleine, est donc moindre dans les machines à deux cylindres que dans les machines où l'admission et la détente s'accomplissent dans le même récipient.

Enfin le petit cylindre, dans le plus grand nombre de circonstances, recevant la vapeur à sa plus haute température, pendant toute la course de son piston, est moins refroidi que

dans les machines où les deux travaux à pression pleine et à détente s'effectuent dans le même récipient, et la condensation à l'admission s'en trouve diminuée.

Le phénomène le plus caractéristique qui se manifeste dans la machine de Woolf, lorsqu'elle fonctionne, est l'énorme chute de pression que subit la vapeur à l'instant où elle pénètre dans le grand cylindre. Cette chute, pour un accroissement brusque du volume de la vapeur, relativement faible, par exemple de $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{6}$ du volume qu'elle occupait dans le petit cylindre, à l'instant où elle se précipite dans l'espace nuisible du grand, s'élève parfois à plus de la moitié de la tension qu'elle possédait dans le petit. C'est dans les machines sans chemises de vapeur que ce phénomène est le plus prononcé, et aussi dans celles où les communications entre les deux cylindres sont longues et étroites et où les lumières de distribution n'ont pas une section suffisante.

Voici les causes principales auxquelles il faut l'attribuer : à l'instant où s'ouvre la communication entre les deux cylindres et où l'espace nuisible du grand s'emplit presque instantanément, la détente brusque dans le petit cylindre, y occasionne la condensation d'une quantité considérable de vapeur, ce qui, conjointement avec l'augmentation de volume, produit une forte baisse de pression ; ce phénomène de condensation a été constaté pour la première fois par M. Hirn, à l'aide d'une expérience directe sur la détente dans un cylindre garni à ses extrémités de deux fortes plaques en verre, à travers lesquelles il a pu apercevoir le brouillard épais qui se forme dans la vapeur qui subit ainsi une détente brusque.

Ensuite comme la vapeur doit s'écouler avec vitesse du petit dans le grand cylindre, il se produit encore entre les deux une différence de tension, assez considérable au début de la course, puis cette différence va en diminuant jusqu'à la fin ; cette seconde cause très importante de la chute de pression sera étudiée avec attention plus tard, dans un article spécial consacré à l'échappement.

On est bien loin de compte lorsque l'on admet, comme nous l'avons fait dans la théorie du travail qui se produit entre les

deux pistons, que la tension initiale sur le grand piston et la tension dans le petit cylindre à la fin de la course précédente, sont inversement proportionnelles aux volumes ; la tension réelle sur le grand piston est beaucoup plus faible que la tension qui correspondrait à la loi de Mariotte, concernant les gaz sous température constante, loi que M. Hirn a trouvée théoriquement applicable aux dilatations des vapeurs, sans travail externe, lorsqu'elles sont sèches.

Cette baisse considérable de tension dans le grand cylindre, au début de la course de son piston, ne se maintient pas dans les mêmes proportions jusqu'à la fin de cette course ; elle est suivie bientôt d'une vaporisation très importante de l'eau liquide que contient la vapeur et qui provient de l'eau emportée de la chaudière dans le petit cylindre, de celle qui provient de la condensation à l'admission dans ce cylindre et de celle qui s'est brusquement condensée au début de la décharge dans le grand cylindre. Cette vaporisation, bien plus prononcée quand les machines ont une chemise de vapeur que quand elles n'en ont point, relève la tension assez rapidement pour que la courbe qui représente la loi d'abaissement de cette tension, se maintienne toujours au-dessus de la courbe isothermique construite sur le volume et sur la tension qui existent au commencement de cette course ; à ce point même que, dans certaines circonstances, lorsque les machines possèdent une chemise de vapeur, la tension finale devient supérieure à celle qui correspondrait au rapport inverse du volume d'admission dans le petit cylindre, sous la tension initiale, au volume total après la détente, absolument comme s'il ne s'était produit aucune chute de température ni de tension au début de la course.

Cet effet se produit cependant assez rarement à ce degré, mais la tension finale se rapproche toujours beaucoup de celle qui correspond à la loi de Mariotte appliquée au rapport des volumes d'admission et de détente totale, même lorsque les machines n'ont point de chemise de vapeur, parce qu'alors il y a plus d'eau mélangée à la vapeur.

Ce fait, constaté par les expériences directes de MM. Hirn, Leloutre, Hallauer, etc., et consigné dans leurs mémoires, s'est

reproduit dans toutes les circonstances et peut être considéré comme inhérent à la nature des machines à deux cylindres. L'action principale de la chemise de vapeur, dans ces machines, se constate par une diminution dans la chute de pression sur le grand piston au début de la course, et par le maintien de la tension pendant toute cette course, au-dessus de la valeur qu'elle aurait eu si l'enveloppe n'avait pas existé.

L'accroissement de travail de 10 à 20 p. c. que la chemise de vapeur produit dans ces machines, porte donc à peu près exclusivement sur la période de détente, et elle paraît être sans grande influence sur le travail sous tension constante, quoi qu'elle diminue très notablement la quantité de vapeur qui se condense à l'admission ; ce qui fait que l'action favorable de la chemise se manifeste à la fois par un accroissement de travail effectif dans chaque course des deux pistons et par une diminution dans la quantité de vapeur dépensée.

Comme confirmation nouvelle ajoutée à tant d'autres, de ces résultats, nous rapportons (fig. 41) les diagrammes relevés sur la machine de Woolf qui élève les eaux de la distribution de Mons.

Cette machine est horizontale ; le petit cylindre a $0^m,40$ de diamètre, le grand, $0^m,90$; ils ont même course de 1^m. Comme la vapeur passe par le plus court chemin du petit dans le grand par un simple tuyau transversal, les deux pistons se meuvent en sens inverse ; cette disposition est la plus favorable possible au point de vue de la chute de pression à l'admission dans le grand cylindre. Ils ont, chacun, leur chemise de vapeur recouverte d'une enveloppe d'air stagnant. L'admission dans le petit cylindre se fait par l'appareil de M. Meyer, pour faire varier à la main la détente dans le petit cylindre ; la distribution du grand cylindre est fixe. La tension dans la chaudière, le jour de l'expérience, était de 4,5 atmosphères absolues ; la tension initiale d'admission de $3^{atm.},27$; ce qui permettait de maintenir dans la chemise une température beaucoup plus élevée que celle de la vapeur à l'admission, et la détente commençait au milieu de la course du petit piston, ce qui portait la détente absolue à 15 fois le volume initial, sans tenir compte des espaces nuisibles.

On voit, d'après ces diagrammes, dont celui du haut est relevé sur le petit cylindre et celui du bas sur le grand, que la tension commence à baisser dans le petit cylindre depuis le début de l'admission jusqu'à la fermeture en 0, par suite de l'accroissement de vitesse du piston et de la fermeture progressive de cette admission. La tension, après cette fermeture, baisse un peu plus lentement que suivant la loi de Mariotte, ce qui indique l'existence d'une vaporisation de l'eau liquide mêlée à la vapeur, pendant cette période; puis, à l'instant de la décharge dans le grand cylindre, la tension subit une chute brusque de *a* en *b* sur le grand piston, en perdant ainsi à peu près la moitié de sa valeur dans le petit cylindre. Sous le petit piston, la chute est moins prononcée, à cause de la différence inévitable des tensions dans des capacités dont l'une verse rapidement sa vapeur dans l'autre.

Outre la chute considérable de tension sur le grand piston, le fait caractéristique de ce diagramme du grand cylindre, est la lenteur avec laquelle baisse la tension pendant que la vapeur passe du petit au grand en subissant un accroissement de volume d'environ 5 fois le volume initial ; la courbe *bxz* qui représente cet abaissement, ne diminue pas de hauteur au-dessus de la ligne du vide absolu, de plus de moitié de sa hauteur initiale, ce qui fait présumer une vaporisation considérable dans le grand cylindre pendant toute cette course, et reporte la tension finale au-dessus de celle qui existerait si la détente, depuis l'instant de la fermeture de l'admission, s'était faite suivant la loi de Mariotte. En effet, la tension Om, au moment de cette fermeture, est, d'après le diagramme, d'environ $2^{atm.},72$; ce volume détendu jusqu'à 15 fois le volume initial, aurait donné une tension de $\frac{2,72}{15} = 0^{atm.},181$, d'après la loi isothermique ; tandis que le diagramme, d'après l'ordonnée zn, indique environ $0^{atm.},385$.

Ce cas est exceptionel ; dans la plupart des machines qui ont été étudiées attentivement, la tension finale atteint, au plus, celle qui correspond à la loi de Mariotte, souvent elle est un peu inférieure, mais toujours beaucoup plus considérable que

celle qui se serait produite s'il n'y avait pas beaucoup d'eau vaporisée dans le grand cylindre pendant la course de son piston.

Cependant, malgré cette lenteur d'abaissement de la tension dans le grand cylindre, la chute de tension au début de la course, est si considérable, que l'on n'obtient jamais sur un piston le travail que l'on eût obtenu si la loi de Mariotte eût présidé à tous les changements de tension qui correspondaient aux volumes successivement occupés par la vapeur, et il faut toujours, dans les applications, compter sur un travail à détente, notablement inférieur à celui que l'on trouverait en appliquant la loi de Mariotte à tous les changements de volume de la vapeur.

Les résultats d'expérience que nous venons d'exposer, ont une assez grande influence sur le degré de régularité du travail transmis au point d'application de la résistance.

Nous avons représenté, dans la figure 40, la variation de la somme des efforts transmis par les deux tiges des pistons, par la courbe C D. Pour tracer cette courbe, nous avons admis que les tensions entre les deux pistons étaient constamment en raison inverse des volumes occupés par la vapeur, et la courbe isothermique *p* E nous avait représenté la loi de variation de la tension dans cette hypothèse. Mais puisqu'il se produit, au moment de l'admission dans le grand cylindre, une chute de pression considérable, l'ordonnée qui représente la tension en cet instant sera représentée par une hauteur A *z* beaucoup plus petite que A *p* ; puis comme, pendant toute la durée de la course, la tension se rapproche de plus en plus de celle qui correspond à la loi de Mariotte, la courbe *p* E devra être remplacée par une certaine courbe *rv* qui, depuis le point *r*, se rapproche de plus en plus de la courbe *p*E et même, parfois, s'élève au-dessus un peu avant la fin de la course.

En retranchant aux ordonnées de la courbe résultante CD, des quantités égales à *pr*, *ye*, etc., on obtient la nouvelle courbe résultante *ig*. Quant à la courbe de contre-pression du petit piston, elle sera toujours plus relevée que celle des tensions sur le grand piston, surtout au début de la course, à cause de la différence inévitable des tensions dans les deux capacités.

Il résulte évidemment de la combinaison de toutes ces pressions et contre-pressions pratiques sur les deux pistons, une somme d'efforts transmis à la résistance extérieure, presque exactement constante d'un bout à l'autre de la course, et l'on trouve là une explication rationnelle de la préférence habituellement accordée à cette variété de machine motrice, toutes les fois que l'on a besoin d'une vitesse très régulière, sans l'obligation d'un très fort volant, sous un nombre de révolutions de l'arbre moteur relativement assez restreint.

En présence des phénomènes si complexes, si peu susceptibles d'exacte prévision, si variables, d'une machine à une autre et souvent dans la même machine lorsque l'on change la valeur de la détente, si variables encore lorsque la machine fonctionne dans les conditions de son maximum de puissance ou d'une partie seulement de cette puissance possible, on éprouve un extrême embarras à poser les règles de calcul *a priori* des dimensions qu'il faut adopter pour développer une puissance déterminée.

Après examen d'un assez grand nombre de diagrammes, il nous semble que l'on pourrait adopter la méthode suivante comme susceptible de fournir moyennement des résultats assez rapprochés de la réalité pour éviter de graves mécomptes :

1° Calculer le travail à pression pleine de la façon ordinaire, si la vapeur arrive dans le petit cylindre pendant toute la course, ou seulement pendant une partie de cette course.

2° Si la détente est commencée dans ce petit cylindre calculer le travail de cette première partie de la détente par la formule isothermique.

3° Lorsque, ce qui est le cas le plus fréquent, l'espace nuisible du grand cylindre comprenant le tuyau de communication entre le petit et le grand, est d'environ 0,07 à 0,08 du volume engendré par le grand piston, calculer le travail de la détente supplémentaire dans le grand cylindre par la formule isothermique et sur un chiffre de détente égal au rapport des volumes engendrés par les deux pistons, puis retrancher de ce dernier travail à détente, $\frac{1}{3}$ si la machine n'a point d'enveloppe de vapeur, et seulement $\frac{1}{4}$ si elle est pourvue de cet utile appendice.

4° Si la vapeur est surchauffée de 80° à 100° sur la température de saturation, le travail est à peu près le même que sans surchauffe avec chemise de vapeur ; l'avantage de la surchauffe se manifestant à peu près exclusivement par une économie de vapeur.

Dans ces machines, on a trouvé quelques avantages, au point de vue de la consommation de vapeur, à suspendre le passage du petit au grand cylindre un peu avant la fin de la course, en fermant l'orifice d'admission dans le grand, afin de créer ce que l'on nomme un coussin de vapeur qui atténue dans une mesure plus ou moins considérable, les inconvénients des espaces nuisibles et diminue la condensation à l'admission ; puis à fermer, aussi prématurément, l'ouverture de décharge du grand cylindre dans le condenseur, dans le même but.

Dans les conditions de calcul *a priori* de ces machines, que nous venons de poser, il n'est pas certain que l'on obtiendra de la machine en marche, exactement tous les résultats prévus, mais ceux que l'on obtiendra ne seront pas assez différents de ces derniers, pour qu'il soit difficile, à l'aide de quelques tâtonnements assez restreints sur le chiffre de la détente ou sur la tension initiale de la vapeur, d'établir l'appareil dans les conditions de marche dont on a besoin.

Dans ces machines de Woolf qui, au point de vue du travail recueilli d'une détente déterminée, sont inférieures aux machines à un seul cylindre, à cause de la chute de pression sur le grand piston au moment de l'admission dans le grand cylindre, la quantité d'eau emportée de la chaudière et celle qui se forme par condensation, pendant l'admission, sont inférieures à celles qui se mêlent à la vapeur dans les premières, et l'expérience a démontré qu'au point de vue de la consommation de vapeur et d'eau, pour une puissance déterminée, la machine de Woolf bien construite et la bonne machine à un seul cylindre, comme celle de Corliss, peuvent être mises en parallèle quand la détente y est poussée à peu près jusqu'à la même limite, et que cette limite n'est pas trop reculée.

Les quantités de vapeur consommées par ces machines, au delà des quantités calculées à l'aide du volume de vapeur correspondant aux espaces nuisibles et aux volumes engendrés par les pistons, sont excessivement variables suivant les circonstances; on peut moyennement leur attribuer les valeurs suivantes *a priori,* pour les appareils à longue détente.

1° Machine à deux cylindres sans chemise de vapeur, 20 à 30 p. °/₀ ;

2° Machine à deux cylindres avec chemise de vapeur, 15 à 25 p. °/₀ ;

3° Machine à vapeur surchauffée de 80° à 100°, 8 à 10 p. °/₀.

Ces pertes sont moindres dans les machines à faible détente, mais il ne faut pas oublier que des conditions de marche, accidentelles, peuvent encore accroître cette consommation supplémentaire et il convient de construire les chaudières et les pompes alimentaires de ces chaudières, en conséquence.

Travail de la vapeur dans les machines Compound.

On a donné ce nom de *Compound* à un certain nombre de machines dérivées de la machine de Woolf. La vapeur y agit successivement dans deux cylindres, comme dans cette dernière, mais la capacité qui existe entre ces cylindres y est bien plus considérable, ce qui procure la faculté de faire varier à volonté les conditions d'admission de la vapeur dans chacun de ces cylindres. Les unes sont de simples machines de Woolf sans balancier, avec les deux cylindres placés bout à bout, ce qui oblige à laisser une assez grande capacité entre ces deux cylindres; les autres, et celles-ci paraissent plus en possession incontestée de leur nom que les premières, ont un réservoir spécial qui reçoit la vapeur du petit cylindre pour la restituer au grand, ou même à deux autres cylindres, d'une façon tout à fait indépendante, c'est-à-dire au moment qui leur convient, sans qu'il soit nécessaire de subordonner le mouvement des derniers pistons à ceux du premier.

La première disposition rentrant dans la catégorie des machines de Woolf, nous n'examinerons en particulier que la deuxième et, dans celle-ci, les deux cas où les pistons des deux cylindres commencent leurs courses en même temps, et où l'un commence sa course, quand l'autre est au milieu de la sienne. Ce sont, du reste, les seules à peu près que l'on rencontre dans les applications.

Dans le 1er cas (fig. 42), les pistons C et D commencent leurs courses en même temps.

Représentons par :

V, le volume engendré par le petit piston C pendant l'admission qui se prolonge jusqu'à la fin de la course ;

εV, le volume de l'espace nuisible du petit cylindre ;

n'V, le volume de la capacité M intermédiaire entre les deux cylindres ;

$\varepsilon' n$V, l'espace nuisible du grand cylindre ;

nV le volume engendré par le piston dans ce cylindre ;

P la tension initiale de la vapeur ;

P′ sa tension entre les deux pistons au commencement de leurs courses.

p sa tension entre les deux pistons à la fin de leurs courses ;

P″ la contre-pression du grand piston.

Nous admettrons dans cette étude que la loi de Mariotte préside à tous les changements de volume et de tension de la vapeur, quoi que l'expérience ait démontré qu'il n'en est point ainsi, mais nous n'en tirerons pas moins de cette hypothèse un certain nombre de conséquences d'une grande utilité dans l'établissement de ces appareils.

En marche normale, il est évident à priori que le grand cylindre ne peut recevoir que la vapeur qui s'échappe du petit, quelle que soit l'étendue de la capacité intermédiaire M, et cette quantité de vapeur est égale à celle qui a passé de la chaudière au petit cylindre pendant la période d'admission.

Comme il reste, dans le petit cylindre, à la fin de la course des deux pistons, un volume ε V de vapeur à la tension p qui règne dans toute la capacité comprise entre les deux pistons en ce moment, le petit cylindre doit recevoir, pendant l'admis-

sion, un volume V de vapeur à la tension P et un volume ε V de vapeur à la tension nécessaire pour compléter la même tension P.

Les produits de ces volumes par les tensions correspondantes, seront :

$$PV + (P - p)\,\varepsilon V = PV\,(1 + \varepsilon) - p\varepsilon V.$$

D'autre part, la machine étant à condensation, comme toutes celles de ce système, on peut considérer l'espace nuisible du grand cylindre comme entièrement vide au commencement de chaque admission, vu la faible densité de la vapeur qu'il contient. Il en résulte qu'à la fin de la course du piston, ce cylindre aura reçu de la capacité M, un volume $nV + \varepsilon' nV$ de vapeur à la tension finale p et l'on doit avoir, d'après la loi isothermique que nous avons admise dans le cas qui nous occupe,

$$p(nV + \varepsilon' nV) = PV\,(1 + \varepsilon) - p\varepsilon V\,;$$

d'où
$$p = \frac{1 + \varepsilon}{n\,(1 + \varepsilon') + \varepsilon}\,P. \qquad \text{(X)}$$

Si les espaces nuisibles étaient nuls, l'expression se réduirait à
$$p = \frac{P}{n}.$$

Ce résultat est tout à fait indépendant de l'étendue de la capacité M et il représente la tension qui règne entre les deux pistons, à l'instant où ils achèvent leurs courses et où la vapeur qui se trouve de l'autre côté du petit piston, possède encore la tension P, parce que l'orifice de décharge dans cette capacité M n'est pas découvert.

Le volume de vapeur à la tension P que contient le petit cylindre en ce moment, est égal à $V + \varepsilon V$.

Si l'on ouvre maintenant les soupapes A et B et que l'on veuille bien admettre que les ouvertures qu'elles recouvrent soient assez grandes pour que l'équilibre de tension s'établisse dans le petit cylindre, dans la capacité M et dans l'espace $\varepsilon' nV$ avant que les pistons aient parcouru un chemin suffisant pour qu'il en faille tenir compte, il se produira dans toutes ces capacités en communication, une tension commune, P', que l'on

pourra déterminer, suivant la loi isothermique, à l'aide de l'expression

$$P'(V + \varepsilon V + n'V + \varepsilon' n V) = p.n'V + P(V + \varepsilon V);$$

d'où

$$P' = \frac{P(1 + \varepsilon) + pn'}{1 + \varepsilon + n' + \varepsilon' n}. \qquad (Y)$$

C'est là la tension sous laquelle la vapeur commencera à agir sur le grand piston et en sens inverse du mouvement du petit.

S'il n' était suffisamment grand pour que, relativement, les valeurs de P, ε et ε', fussent négligeables, l'expression Y se réduirait à

$$P' = \frac{pn'}{n'} = p.$$

Dans ce cas d'une capacité M excessivement grande, les masses égales de vapeur qui y arrivent et qui s'en échappent sous les tensions différentes P et p, ne produiraient, dans cette capacité, que des variations de tension tout à fait négligeables, et le grand piston, pendant toute sa course, se mouverait sous la tension constante p déterminée par le rapport des volumes engendrés par les deux pistons.

La somme des travaux effectifs transmis aux deux pistons, dans cette hypothèse, serait

$$V(P - p) + nV(p - P'');$$

et comme $p = \frac{P}{n}$, cette somme deviendrait

$$PV\left(2 - \frac{1}{n}\right) - n\,V.\,P''.$$

Ainsi, par exemple, si l'on avait : $P = 5^{\text{atm.}}$; $P'' = 0^{\text{atm.}},2$; $n = 5$, le travail total transmis aurait pour valeur

$$5^{\text{atm.}}.10333^{\text{kil.}}.\,V\left(2 - \frac{1}{5}\right) - 5\,V.\,0,^{\text{atm.}}2\,.\,10333^{\text{kil.}} =$$

$$V.\,82664 \text{ kilogrammètres.}$$

Si le même volume V de vapeur à $5^{\text{atm.}}$ avait été employé dans une machine à un seul cylindre sans espaces nuisibles, avec la même contrepression au piston et la même détente, on aurait obtenu d'après la formule isothermique, un travail de

$$PV(1 + \log 5.\,2{,}3026) - P''.\,nV = 5^{\text{atm.}}.10333^{\text{kil.}}.\,V$$

$(1 + \log 5\ .2{,}3026) - 0^{\text{atm.}},2.10333.5.\,V = 124481.\,V$ kilogrammètres.

Cette différence considérable entre les deux travaux provient de la grande détente sans travail externe qui se produit au moment de l'échappement, dans la capacité M ; ce qui constitue une chute de pression non utilisée.

Le travail V. 82664 kilogrammètres est le minimum des travaux qu'il serait possible de recueillir de la machine ci-dessus, en agrandissant indéfiniment son réservoir, et 124481 V le maximum de ces travaux : on l'obtient en réduisant la capacité du réservoir à zéro. Dans ce dernier cas purement hypothétique, la machine Compound devient une machine de Woolf sans espaces nuisibles.

Il faut cependant observer que, suivant les lois de la thermo dynamique, l'échappement du volume V de vapeur à $5^{\text{atm.}}$, dans la capacité M où règne une tension de $1^{\text{atm.}}$, produirait plus de chaleur que n'en neutraliserait la pénétration du volume 5V de vapeur à $1^{\text{atm.}}$, dans le grand cylindre, et cet excédant, conjointement avec la diminution de tension, favoriserait la vaporisation de l'eau liquide que la vapeur emporte toujours avec elle, et augmenterait soit la tension déterminée ci-dessus de $1^{\text{atm.}}$, soit le volume de vapeur à cette tension de $1^{\text{atm.}}$, ce qui augmenterait dans une certaine mesure le travail recueilli de cette vapeur.

Il resterait néanmoins une différence assez importante entre les travaux effectifs transmis aux deux pistons de la machine Compound fonctionnant dans ces conditions, et le travail effectif transmis au piston du cylindre unique ; ce qui serait dû à l'énorme chute de pression sans travail externe qui se produirait au moment de la décharge du petit cylindre.

Plus la capacité M diminue, moins la chute de pression sans travail est considérable, et plus la fraction utilisée de la détente totale, est grande.

Supposons, par exemple, que toutes les autres conditions adoptées ci-dessus restant les mêmes, on ait $\varepsilon = 0{,}04$, $\varepsilon' = 0{,}04$ et que l'on adopte successivement pour n' les valeurs 0,1 ... 0,5 ... 1,0 ; les expressions X et Y donneront :

$p = 5^{\text{atm.}} \dfrac{1 + 0{,}04}{5\,(1 + 0{,}04) + 0{,}04} = 0^{\text{atm.}},992$ pour toutes les valeurs de n' ; puis,

pour $n' = 0{,}1$, $P' = \dfrac{5^{\text{atm.}} \,.\, 1{,}04 + 0^{\text{atm.}},992 \,.\, 0{,}1}{1 + 0{,}04 + 0{,}1 + 5 \,.\, 0{,}04} = 3^{\text{atm.}},954$;

pour $n' = 0{,}5$, $P' = \dfrac{5 \,.\, 1{,}04 + 0{,}992 \,.\, 0{,}5}{1 + 0{,}04 + 0{,}5 + 5 \,.\, 0{,}04} = 2^{\text{atm.}},272$;

pour $n' = 1{,}0$, $P' = \dfrac{5 \,.\, 1{,}04 + 0{,}992 \,.\, 1}{1 + 0{,}04 + 1 + 5 \,.\, 0{,}04} = 2^{\text{atm.}},217$;

pour n' excessivement grand, $P' = 0^{\text{atm.}},992$.

La chute de pression sans travail de détente utilisé, croît donc assez rapidement à mesure que la capacité intermédiaire entre les deux cylindres, devient plus vaste.

Jusque là, la machine Compound n'est évidemment qu'une machine de Woolf avec un espace nuisible considérable entre les deux pistons, ce qui la rend bien inférieure à celle-ci ; mais l'étendue de la capacité intermédiaire a permis de modifier à volonté la période d'admission dans le grand cylindre et de faire disparaître ces fortes chutes de pression sans travail, même lorsque la capacité comprise entre les deux cylindres est assez grande.

On peut d'abord commencer la détente dans le petit cylindre en augmentant sa capacité, puis la continuer dans le grand sans diminuer le volume engendré par le piston de celui-ci, si l'on veut conserver la même détente ; ou bien, commencer la détente dans le petit cylindre et n'admettre la vapeur dans le grand que pendant une partie de la course de son piston, ce qui maintiendrait la vapeur à une tension plus élevée dans le réservoir M ; ou bien encore, travailler sous tension constante sur le petit piston et n'admettre la vapeur dans le grand que pendant une partie de la course de son piston.

Le but qu'il faut s'efforcer d'atteindre est d'élever la tension P′ qui existe entre les deux pistons, jusqu'à la valeur la plus voisine que possible de la tension que possède la vapeur dans le petit cylindre à la fin de la course de son piston, afin d'éviter la chute de pression qui est la cause principale d'infériorité théorique de cette machine.

Supposons par exemple que, dans les conditions numériques adoptées ci-dessus, on n'admette la vapeur dans le grand

cylindre que pendant la moitié de la course de son piston, toutes choses restant égales d'ailleurs.

Comme la tension finale, dans le grand cylindre, doit toujours être de $0^{\text{atm.}},992$ pour que ce cylindre reçoive la totalité de la vapeur que débite le petit, et comme le volume occupé par la vapeur dans ce grand cylindre est $\varepsilon' n V + \frac{nV}{2}$ au moment de la fermeture de l'admission, et $\varepsilon' n V + nV$ à la fin de la course, la tension à la fin de l'admission, y doit être de

$$0^{\text{atm.}},992 \frac{\varepsilon' n V + nV}{\varepsilon' n V + \frac{nV}{2}} = 0^{\text{atm.}},992 \frac{5,20}{2,70} = 1^{\text{atm.}},91.$$

A l'instant où cette pression existe dans le grand cylindre, le petit et le grand piston sont au milieu de leurs courses et le volume de vapeur compris entre ces deux pistons est de

$$\frac{V}{2} + \varepsilon V + n' V + \varepsilon' n V + \frac{nV}{2}.$$

Immédiatement après, l'admission dans le grand cylindre étant fermée, le volume $\frac{V}{2} + \varepsilon V + n' V$ de vapeur à $1^{\text{atm.}},91$ contenu dans le petit cylindre et dans la capacité M, se comprime isolément jusqu'à la fin de la course où il se réduit à $\varepsilon V + n' V$ et la tension P_1 devient

$$P_1 = 1^{\text{atm.}},91 \frac{\frac{V}{2} + \varepsilon V + n' V}{\varepsilon V + n' V} = 1^{\text{atm.}},91 \frac{0,54 + n'}{0,04 + n'}.$$

Si l'on suppose $n' = 1$, il vient

$$P_1 = 1,91 \frac{1.54}{1,04} = 2^{\text{atm.}},828;$$

puis, une nouvelle décharge du petit cylindre dans la capacité M y relève encore la tension à l'instant où les deux pistons recommencent leurs courses.

Au moment de cette décharge, il existe entre les deux pistons un volume $n' V$ de vapeur à $2^{\text{atm.}},828$, et la décharge du petit cylindre augmente cette quantité de vapeur de $V + \varepsilon V$ à la tension de $5^{\text{atm.}}$, en augmentant la capacité disponible de la

même quantité $V + \varepsilon V$. On peut trouver la tension P' qui va résulter de cette injection par l'expression ordinaire de la loi de Mariotte.

$$2^{\text{atm.}},828 \,.\, n'V + 5^{\text{atm.}} (\varepsilon V + V) = P' (V + \varepsilon V + n'V);$$

d'où $$P' = \frac{2^{\text{atm.}},828 \,.\, 1 + 5,20}{2,04} = 3^{\text{atm.}},935.$$

Ainsi, au moment où les deux pistons sont arrivés à l'extrémité de leurs courses et où la soupape d'admission du grand cylindre s'ouvre, la tension de la vapeur est de $3^{\text{atm.}}$,935 au lieu d'être de $2^{\text{atm.}}$,217 comme dans le cas où l'admission dans ce grand cylindre se continuerait pendant toute la course.

En diminuant encore un peu la période d'admission dans le grand cylindre, on relèverait la tension dans la capacité M au moment où commence cette admission et, en portant ce relèvement de tension de $3^{\text{atm.}}$,935 à $5^{\text{atm.}}$ qui est la tension finale sur le petit piston, on annulerait complètement les plus fâcheux effets de la capacité intermédiaire, et le travail utilisé de la détente commencerait à $5^{\text{atm.}}$ comme si cette détente s'était faite dans une machine à un seul cylindre. Cependant on ne relève jamais, dans les applications, la tension dans la capacité intermédiaire, jusqu'à la tension dans le petit cylindre au moment de l'échappement; on laisse toujours un excédant de $0^{\text{atm.}}$,25 à $0^{\text{atm.}}$,30 dans ce petit cylindre, afin de faciliter cet échappement, ce qui laisse subsister une certaine perte qui, dans tous les cas, peut être moindre que celle qui se produit dans la machine de Woolf quand on met les cylindres en communication par un tuyau assez long et assez étroit.

Dans le procédé que nous venons d'employer, pour éviter la chute de pression, le travail transmis au grand piston est beaucoup plus considérable que celui qui est transmis au petit, ce qui peut, dans certains cas, présenter des inconvénients ; mais on pourrait augmenter ce dernier et diminuer le premier, en commençant la détente dans le petit cylindre dont on agrandirait la capacité sans y faire pénétrer plus de vapeur à $5^{\text{atm.}}$. Dans ce cas, la tension baisserait dans la capacité M et l'admission dans le grand cylindre serait plus prolongée, mais

il serait facile, par des considérations analogues à celles que nous venons d'employer, de réduire les pertes de pression sans travail et, par quelques tâtonnements, d'établir les deux cylindres dans des conditions d'égalité de travail.

Pour calculer le travail à détente transmis au petit piston, on applique la formule ordinaire, dans laquelle PV est le travail effectif produit par la vapeur à pression pleine; mais pour évaluer le travail à détente, soit résistant sous le petit piston, soit moteur sur le grand, il faut exprimer ce travail à détente en fonction d'un volume fictif V' déterminé par une méthode que nous avons déjà exposée à propos de la machine de Woolf.

Ainsi, par exemple, dans la machine calculée ci-dessus, le travail à détente sur le grand piston pendant la période d'admission que nous avons supposée égale à la première moitié de la course, peut se déterminer de la manière suivante:

Au début de la course du grand piston, la tension de la vapeur est de $3^{\text{atm.}},935$ en négligeant l'espace nuisible; au milieu de la course de ce piston elle est de $1^{\text{atm.}},91$, et l'agrandissement du volume dans ce cylindre a été de

$$\frac{nV}{2} = 2,5 \,.\, V \,.$$

Si V' représente le volume de vapeur à la tension initiale de $3^{\text{atm.}},935$ qui fournirait une tension de $1^{\text{atm.}},91$, après agrandissement de 2,50 . V, on aura :

$$V' : V' + 2,50\,V = 1^{\text{atm.}},91 : 3^{\text{atm.}},935 ; \quad \text{d'où } V' = 2,358 \,.\, V \,.$$

Avec ce volume initial V' on peut déterminer la valeur du travail absolu transmis au grand piston; elle serait de

$$3^{\text{atm.}},935 \,.\, 10333^{\text{kil.}} \,.\, 2,358 \,.\, V \,.\, \log \frac{V' + \frac{nV}{2}}{V'} \; 2,3026 \,.$$

Cette méthode peut s'appliquer à toutes les variations de la tension entre les deux pistons de cette machine.

Il est clair que tous ces résultats sont purement théoriques et que la pratique doit être largement consultée pour apprendre dans quelle mesure ils se vérifient dans les machines réelles;

mais ils présentent toujours l'avantage d'éclairer le constructeur sur l'influence probable de chaque modification qu'il lui plaira d'apporter dans les conditions de fonctionnement de ses machines et, à ce titre, ils peuvent être fort utiles.

Nous passerons maintenant à l'étude de la machine Compound à cylindres conjugués, c'est-à-dire dont les pistons agissent sur des manivelles calées à angle droit sur le même arbre.

L'analyse du travail de la vapeur, dans ces machines, étant assez compliquée, nous la simplifierons un peu en supposant que les espaces nuisibles sont nuls. Les erreurs provenant de cette hypothèse seront, dans tous les cas, très faibles, car, dans ces machines, la capacité intermédiaire n'est pas un espace nuisible comme dans la machine de Woolf, elle est une partie intégrante de l'appareil, en ce sens qu'il n'y a pas utilité à la réduire indéfiniment; il n'y a d'espaces nuisibles proprement dits que ceux qui existent dans les cylindres entre les pistons aux extrémités de leurs courses et les organes distributeurs; or, ceux-ci peuvent être réduits à 0,02 du volume engendré par les pistons et même moins; de sorte qu'il est à peu près inutile d'en tenir compte.

Nous supposerons d'abord que la vapeur arrive dans le petit cylindre pendant toute la course et que la soupape d'admission dans le grand cylindre, reste également soulevée pendant toute la durée de l'excursion de son piston.

Nous conserverons aux lettres P, p, V, n, n' (fig. 43), la même signification que ci-dessus.

De quelque façon que la vapeur soit distribuée dans les deux cylindres, la tension p, à la fin de la course du grand piston, sera toujours à la tension initiale P en raison inverse des volumes occupés sous ces deux tensions.

Dans l'hypothèse adoptée, nous aurons :

$$p : P = V : nV \; ; \qquad \text{d'où } p = \frac{P}{n} .$$

A l'instant où cette tension existe dans le grand cylindre,

et dans la capacité $n'V$, le petit piston est au milieu de sa course, en x, le grand à la fin de la sienne, en y, et le volume $\frac{V}{2}$ dans le petit cylindre est également rempli de vapeur à la tension p. Puis la soupape B se fermant, il reste, à la tension p, un volume $\frac{V}{2} + n'V$ de vapeur qui ne s'augmente d'aucune injection nouvelle pendant que le petit piston achève sa course et que le grand fournit la première moitié de la sienne. A la fin de ce mouvement, la tension entre les deux pistons, si on la représente par P''', sera déterminée par la proportion :

$$p : P''' = n'V + \frac{nV}{2} : \frac{V}{2} + n'V ;$$

d'où
$$P''' = p \frac{0,50 + n'}{n' + 0,50 \,.\, n}.$$

C'est en ce moment que se fait dans le réservoir, la décharge du petit cylindre qui était, au-dessus du piston, plein de vapeur à la tension P.

Cette décharge effectuée dans un temps que nous supposons assez court pour le négliger, l'équilibre s'établit sous une tension que nous représentons par P' ; puis la quantité de vapeur reste invariable jusqu'à la fin de la course du grand piston qui correspond au milieu de la course du petit, et la tension p se reproduit à la fin de cette période.

Or, à cette époque, la vapeur occupe le volume $\frac{V}{2} + n'V + nV$ sous la tension p.

Au commencement de cette phase du mouvement, la même quantité de vapeur occupait le volume $V + n'V + \frac{Vn}{2}$ sous la tension P'.

On aura donc la proportion :

$$p : P' = V + n'V + \frac{nV}{2} : \frac{V}{2} + n'V + nV ;$$

d'où
$$P' = p \frac{0,50 + n' + n}{1 + n' + 0,50 \,.\, n}.$$

Nous trouvons ainsi :

1° Sur le grand piston,

au commencement de sa course, la tension $p = \frac{P}{n}$;

au milieu de sa course, avant la décharge du petit cylindre,

$$P''' = p\frac{0,50 + n'}{n' + 0,50 \,.\, n};$$

au milieu de sa course, après la décharge du petit cylindre,

$$P' = p\frac{0,50 + n + n'}{1 + n' + 0,50 \,.\, n};$$

à la fin de sa course, p;
sous ce piston, contre pression, P''.

2° Sous le petit piston,

au commencement de sa course, la tension P';
au milieu de cette course; p;
à la fin de cette même course, P'';
sur sa face supérieure pendant toute la course, P.

Si l'on suppose $P = 6^{\text{atm.}}$; $n = 5$; $P'' = 0^{\text{atm.}},2$; on trouve

$$p = \frac{6^{\text{atm.}}}{5} = 1^{\text{atm.}},2;\ P' = \frac{6,60 + 1,2\,n'}{3,50 + n'};\ P''' = \frac{0,60 + 1,2\,n'}{2,50 + n'};$$

et $P'' = 0,2 \,.\, 10333^{\text{kil.}} = 2067$ kil. par mètre carré.

En donnant à n' différentes valeurs, on obtient :

pour $n' = 0,1$ . . . $P' = 1^{\text{atm.}},867$ . . $P''' = 0^{\text{atm.}},277$
pour $n' = 0,5$ . . . $P' = 1^{\text{atm.}},800$ . . $P''' = 0^{\text{atm.}},400$
pour $n' = 1$. . . . $P' = 1^{\text{atm.}},733$ . . $P''' = 0^{\text{atm.}},514$
pour $n' = 2$. . . . $P' = 1^{\text{atm.}},636$ . . $P''' = 0^{\text{atm.}},667$
pour $n' = 4$. . . . $P' = 1^{\text{atm.}},520$ . . $P''' = 0^{\text{atm.}},831$
pour $n' = \infty$ . . . $P' = 1^{\text{atm.}},2$ . . $P''' = 1^{\text{atm.}},20$.

On voit, d'après cela, que plus n' est considérable, moins la tension sur le grand piston s'élève au moment de la décharge du petit cylindre et moins elle s'abaisse depuis le commencement de la course jusqu'à l'instant où cette décharge va se produire.

On voit aussi, d'après les expressions générales, que les tensions P' et P'' sont toujours proportionnelles à la tension p

déterminée par le rapport des volumes engendrés par les deux pistons.

Il est encore possible, dans ce cas comme dans ceux que nous avons examinés précédemment, de calculer le travail moteur transmis au grand piston et le travail résistant sur le petit piston, pendant chacune des deux moitiés de leurs courses, en se servant d'un volume initial fictif V'. Ainsi, par exemple, pour le cas où la tension P' sur le grand piston au milieu de sa course, après la décharge du petit cylindre, est égale à $1^{atm.},800$, et égale à $0^{atm.},400$ avant cette décharge, les tensions finales et initiales étant de $1^{atm.},20$, nous aurons pour valeur de V' correspondante à la 1re moitié de la course du grand piston,

$V' : V' + 2,5 . V = 0^{atm.},400 : 1^{atm.},20$; d'où $V' = 1,25 . V$;

et pour valeur de V' correspondante à la seconde moitié de cette course,

$$V' : V' + \frac{5V}{2} = 1^{atm.},2 : 1^{atm.},8 ; \quad \text{d'où } V' = 5V.$$

Les expressions de ces deux travaux à détente, seraient :

$$1^{atm.},20 . 10333^{kil.} . 1,25\ V \log \frac{V' + 0,5 . nV}{V'}\ 2,3026 \text{ pour le 1er}$$

$$\text{et } 1^{atm.},8 . 10333 . 5 . V \log \frac{V' + 0,5 . nV}{V'}\ 2,3026 \text{ pour le 2e.}$$

Les deux travaux correspondants de contre-pression du petit piston se détermineraient en multipliant ceux-ci par $\frac{V}{nV} = \frac{1}{n}$ rapport des volumes engendrés par les deux pistons sous des tensions qui sont supposées égales en tous les instants.

La machine Compound à cylindres conjugués est celle qui exige le plus impérieusement un réservoir d'une certaine capacité auquel le grand cylindre emprunte la vapeur nécessaire à son fonctionnement, comme il l'emprunterait à une chaudière et, comme nous venons de le voir, la chute de pression sans travail externe, du petit cylindre au réservoir, y est considérable lorsque l'admission dans les deux cylindres se continue pendant toute la course de leurs pistons.

Pour éviter le plus que possible cette chute de tension et la

perte de travail qui en est la conséquence, on emploie les mêmes moyens que dans la disposition précédente ; on supprime l'admission avant la fin de la course de l'un ou de l'autre des pistons, ou même avant la fin de la course de l'un et de l'autre.

Supposons, par exemple, que l'on ferme l'admission à moitié course dans le petit cylindre, en doublant son volume, et que l'on admette ensuite la vapeur dans le grand pendant toute la course de son piston.

La tension finale, dans le petit cylindre, sera $\frac{P}{2}$ ou, dans l'exemple numérique adopté ci-dessus, $\frac{6^{atm.}}{2} = 3^{atm.}$; le volume v du petit cylindre sera 2V et, si l'on exprime encore la capacité du réservoir en fonction de la capacité de ce petit cylindre, cette capacité sera $n'v$, et la capacité du grand cylindre nV deviendra $2,5 \,.\, v$.

Dans ces conditions, le problème à résoudre est le même que ci-dessus ; c'est comme si la vapeur, après avoir agi à $3^{atm.}$ pendant toute la course du petit piston passait ensuite dans le grand pendant toute la course de son piston, et les mêmes expressions sont applicables.

Les tensions initiale et finale, dans le grand cylindre, seraient :

$$p = \frac{P}{2} + \frac{v}{2,5 \,.\, v} = \frac{P}{5} = \frac{6^{atm.}}{5} = 1^{atm.},2.$$

La tension P''' au milieu de la course des pistons et entre ces deux pistons, avant la décharge du petit cylindre, serait

$$P''' = 1^{atm.},2\,\frac{0,50 + n'}{n' + 0,5 \,.\, n} = \frac{0,60 + 1,2 \,.\, n'}{0,5 \,.\, 2,5 + n'} ;$$

et la tension P' au milieu de la course, après la décharge du petit cylindre, serait

$$P' = 1^{atm.},2\,\frac{0,50 + 2,5 + n'}{1 + 0,50 \,.\, 2,5 + n'} = \frac{3,60 + 1,2 \,.\, n'}{2,25 + n'} .$$

Si l'on suppose que n' est égal au volume de vapeur dépensé à pression pleine, ou à 0,50 puisque $v = 2$V, on aurait

$$P''' = 0^{atm.},685 \text{ et } P' = 1^{atm.}\,527.$$

Dans l'application que nous avons faite ci-dessus, avec admission pendant toute la durée des courses des deux pistons et avec une capacité de réservoir égale au volume de vapeur dépensée sous la tension initiale de $5^{atm.}$, nous avions trouvé

$$P''' = 0,^{atm.}514 \text{ et } P' = 1^{atm.},733.$$

La vapeur passait donc de $6^{atm.}$ à $1^{atm.}$,733 avant de commencer à produire du travail externe à détente ; soit une chute de tension égale à $4^{atm.}$,267, tandis que dans la seconde condition de fonctionnement, elle ne passerait que de $3^{atm.}$ à $1^{atm.}$,527 avant de commencer à se détendre utilement ; soit une perte de chute égale à $1^{atm.}$,473.

On peut encore réduire cette perte de chute autant qu'on le voudra, en n'admettant la vapeur dans le grand cylindre que pendant une partie de la course seulement, mais pour se réserver une facile et rapide évacuation du petit cylindre on ne relève pas la tension au delà de la limite à laquelle la tension dans le petit cylindre l'emporte encore de $0^{atm.}$,15 à $0^{atm.}$,30 sur cette tension P'.

Tous ces résultats peuvent se reproduire par différents procédés ; en modifiant l'admission dans les deux cylindres ou seulement dans l'un ou dans l'autre ; mais, pour certaines combinaisons, les travaux effectifs produits dans les deux cylindres peuvent être extrêmement différents, ce qui est souvent un inconvénient. Il convient donc de déterminer la nature des modifications à apporter aux périodes d'admission de la vapeur dans les deux cylindres, de façon à obtenir très approximativement la même quantité de travail effectif sur les deux pistons.

Nous reviendrons encore sur cette question dans l'article spécial qui sera, plus tard, consacré au calcul des machines à vapeur.

Dans les machines à cylindres conjugués, le réservoir de vapeur est généralement assez grand, 2,5 à 3 fois le volume de vapeur dépensé à pression pleine, et il est souvent constitué par un espace annulaire qui règne sur le pourtour de la chemise de vapeur du petit cylindre et qui résulte de l'emploi d'un

troisième cylindre concentrique. Pour les autres machines, il peut être beaucoup plus réduit ; sa capacité dépasse rarement le volume du petit cylindre, dans celles-ci.

La machine Compound est souvent préférée à la machine de Woolf pour la marine, quoiqu'elle n'offre sur elle aucune supériorité théorique, parce qu'elle est d'une construction assez simple et peu susceptible de dérangement. Elle constitue en réalité deux machines isolées dont l'une envoie sa vapeur à une capacité qui sert de chaudière à l'autre ; les espaces nuisibles proprement dits peuvent y être très réduits ; les inconvénients inhérents au réservoir peuvent être amoindris considérablement et même, théoriquement, en totalité, par les artifices de distribution que nous avons indiqués, et l'expérience a démontré qu'elle peut fonctionner, dans de bonnes conditions, avec une vitesse bien plus considérable que la machine de Woolf dans laquelle les passages, longs et assez étroits qui mettent les cylindres en communication, produisent d'énormes chutes de tension non utilisée, lorsque l'on veut la faire fonctionner à grande vitesse.

DU MOUVEMENT DE LA VAPEUR DANS LES MACHINES.

Dans les machines à vapeur, le fluide moteur partant de la chaudière, produit son travail en traversant successivement différentes capacités dont les unes sont constantes et les autres variables, et en perdant une partie plus ou moins considérable de sa tension et de sa température chaque fois qu'il passe de l'une de ces capacités dans la suivante.

Il est très important, au point de vue de l'appréciation de l'effet utile que l'on peut tirer d'une quantité déterminée de vapeur, de connaître les pertes de tension qui se manifestent dans ces transvasements successifs, effectués dans des circonstances déterminées, pour rechercher judicieusement les moyens de les atténuer lorsqu'elles sont nuisibles à cet effet utile, et de les accroître lorsqu'elles lui sont favorables.

La connaissance des lois qui président à l'accomplissement

e ces phénomènes d'écoulement, est donc très utile, mais, ıalheureusement, nous sommes loin d'être arrivés à l'exactıde mathématique dans l'appréciation des pertes de tension ui se produisent dans ces mouvements du fluide moteur et ans l'appréciation des quantités de ce fluide qui passent dans unité de temps, d'une capacité dans l'autre par des conduits éterminés et sous l'influence d'une différence de tension donée entre ces capacités.

Il ne faut donc considérer que comme des approximations ui peuvent néanmoins être très utiles dans les applications, es résultats que nous allons successivement exposer.

Nous avons vu, dans l'article consacré à la recherche de la itesse théorique de la vapeur qui s'échappe par un orifice, l'une capacité où elle possède une certaine tension dans une ıutre capacité où règne une tension plus faible, que cette itesse théorique, quand la vapeur est sèche, peut être déterninée par l'expression :

$$v = \sqrt{2g\,(PV + T_m - P'V')}\,. \qquad \text{(Voir page 218.)}$$

P est la pression, par mètre carré, de la vapeur dans la capacité d'où elle s'écoule ;

P' sa pression, par mètre carré, dans la capacité dans laquelle elle passe ;

V le volume de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à la pression P ;

V' le volume de la partie de ce kil. de vapeur qui ne s'est pas condensée dans sa détente adiabatique de la pression P à la pression P' ;

T_m le travail absolu à détente adiabatique, produit par le kil. de vapeur passant de la pression P à la pression P'.

Nous avons (page 223) appliqué cette expression à la recherche de la vitesse d'écoulement de la vapeur d'eau à $5^{\text{atm.}}$ s'échappant dans l'air atmosphérique extérieur quand la pression barométrique est de $0^{\text{m}},76$ de mercure.

Nous avons trouvé $v = 735$ mètres, mais ce n'est pas la vitesse de la vapeur à $5^{\text{atm.}}$, c'est sa vitesse à la tension de $1^{\text{atm.}}$ qu'elle possède soit dans l'orifice de sortie même, soit à une distance de cet orifice assez petite pour que l'on puisse admettre que la

section de la veine fluide, au point où elle possède cette vitesse de 735^m, est égale à celle de l'orifice de sortie.

Pour trouver le poids théorique de vapeur qui s'échappe par seconde, il suffit donc de multiplier la section de l'orifice, par cette vitesse, ce qui donnera le volume de vapeur à $1^{atm.}$, débité, puis d'ajouter au poids de ce volume, la fraction de ce poids qui doit s'être condensée dans sa détente adiabatique de $5^{atm.}$ à $1^{atm.}$.

Ainsi, par exemple, la détente adiabatique de $5^{atm.}$ à $1^{atm.}$ entraînant la condensation de 0,106 du poids total de la vapeur détendue, le poids de vapeur sèche à $5^{atm.}$ qui s'échapperait par seconde dans l'air atmosphérique extérieur, par un orifice de $0^m,01$ de diamètre, se déterminerait de la manière suivante :

Section de l'orifice,

$$0,785\ (0,01)^2 = 0^{m^2},0000785\ .$$

Volume de vapeur à $1^{atm.}$ débité,

$$0^{m^2},0000785\ .\ 735 = 0,0577 \text{ mètre cube.}$$

Le volume de $1^{kil.}$ étant, d'après la table, de $1^{m^3},6494$, le poids de vapeur écoulée, sera de :

$$\frac{0,0577}{1,6494} = 0^{kil.},035\ .$$

Le poids total du mélange de vapeur et d'eau débité par l'orifice, sera donc, en le représentant par p :

$$0,106\ .\ p + 0^{kil.},035 = p\ ;$$

d'où

$$p = 0^{kil.},0391\ .$$

Si la vapeur à la tension P était très chargée d'eau liquide, au lieu d'être sèche, sa vitesse d'écoulement en serait diminuée, parce que la densité du mélange qui s'écoulerait serait augmentée, tandis que la quantité de vapeur dont le travail à pression pleine et à détente adiabatique produit la vitesse de sortie, serait diminuée.

Voici comment, dans ce cas, la théorie de l'écoulement exposée précédemment (page 222), peut être modifiée :

Représentons par a la fraction de $1^{\text{kil.}}$ de la vapeur chargée d'eau, qui se trouve à l'état gazeux sous la tension P :

Pour $1^{\text{kil.}}$ de ce mélange, le travail à pression pleine, sera

$$a\ \mathrm{PV},$$

le travail à détente adiabatique, sera

$$a\ \mathrm{T}_m,$$

et le travail résistant de pénétration dans le milieu à la tension P', sera de

$$a\ \mathrm{P'V'}.$$

On aura donc, d'après les considérations générales exposées (page 215),

$$\frac{1^{\text{kil.}} \cdot \mathrm{V}^2}{2g} = a\ \mathrm{PV} + a\ \mathrm{T}_m - a\ \mathrm{P'V'}\ ;$$

d'où $$\mathrm{V} = \sqrt{a}\sqrt{(\mathrm{PV} + \mathrm{T}_m - \mathrm{P'V'})\,2g}\,.$$

Il suffira donc, pour trouver la vitesse d'échappement de la vapeur humide, chargée d'une quantité déterminée d'eau à l'état liquide, avant son échappement, de multiplier la vitesse correspondante à la vapeur sèche, par la racine carrée de la fraction d'un kilogramme de cette vapeur humide, qui se trouve à l'état gazeux ; de sorte que les tables de vitesses d'échappement formées pour les vapeurs sèches peuvent servir à déterminer les vitesses d'échappement des vapeurs chargées d'eau à l'état liquide.

Cependant il faut observer que l'expression ci-dessus n'est applicable avec une approximation satisfaisante, qu'aux cas où la quantité d'eau mélangée à la vapeur, est peu considérable, et à ceux où la différence des tensions P et P' est faible, afin de pouvoir négliger les effets de la vaporisation d'une partie du liquide mélangé à la vapeur, avant qu'elle traverse l'orifice de sortie.

Si la détente adiabatique était assez prolongée et la quantité du liquide emporté par la vapeur, assez grande, il se produirait avant la sortie de la veine fluide, une vaporisation spontanée

dont le travail accroîtrait la vitesse calculée par la formule ci-dessus.

Les considérations exposées précédemment suffisent à l'appréciation de cette vaporisation et du travail moteur qui en résulte, et pour déterminer l'accroissement de force vive et de vitesse de la veine fluide qui en serait la conséquence.

La méthode à suivre, pour déterminer la vitesse théorique d'échappement de la vapeur sèche à une tension quelconque P, lorsqu'elle s'écoule dans un milieu à la tension P', ayant été suffisamment exposée dans l'article que nous lui avons consacré, nous nous contenterons d'insérer ici deux tableaux indiquant ces vitesses dans les conditions qui peuvent se présenter dans les applications.

Tableau de M. Zeuner.

Pression dans la chaudière, en atmosphères.	Vitesse d'écoulements dans l'atmosphère de $0^m,76$ de mercure.	Quantité spécifique de vapeur dans la section de l'orifice d'échappement.	Quantité spécifique de vapeur condensée, dans la section de l'orifice d'échappement.
2	$481^m,71$	0,9597	0,0403
3	$606^m,57$	0,9369	0,0631
4	$681^m,48$	0,9210	0,0790
5	$734^m,32$	0,9091	0,0909
6	$774^m,89$	0,8993	0,1007
7	$807^m,57$	0,8913	0,1087
8	$834^m,90$	0,8844	0,1156
9	$858^m,33$	0,8784	0,1216
10	$878^m,74$	0,8730	0,1270
11	$896^m,80$	0,8683	0,1317
12	$913^m,00$	0,8640	0,1350
13	$927^m,69$	0,8601	0,1399
14	$941^m,06$	0,8565	0,1435

L'un de ces tableaux est extrait du traité de thermodynamique de M. Zeuner et donne les vitesses d'échappement dans l'atmosphère; l'autre est dû à M. Pochet et donne les vitesses

Tableau de M. Pochet, extrait du traité des Machines marines de M. Ledieu.

Pression et température finales.		*Pression et température initiales, vitesse d'écoulement à la tension finale.*									
Pression en Atmosph.	Température centigrade.	8 atm. 171°.	7 atm. 165°.	6 atm. 159°.	5 atm. 152°.	4 atm. 144°.	3 atm. 134°.	2 atm. 121°.	1 atm. 50 112°.	1 atm. 20 105°.	1 atm. 100°.
		Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.	Vitesse mètres.
7,00	165°,34	223	"	"	"	"	"	"	"	"	"
6,00	159°,22	325	238	"	"	"	"	"	"	"	"
5,00	152°,22	411	349	258	"	"	"	"	"	"	"
4,00	144°,00	494	445	381	283	"	"	"	"	"	"
3,00	133°,91	580	540	490	421	319	"	"	"	"	"
2,40	126°,46	636	601	558	501	420	279	"	"	"	"
2,00	120°,60	676	645	606	555	485	372	"	"	"	"
1,80	117°,30	698	668	632	584	519	417	190	"	"	"
1,60	113°,69	721	694	658	613	553	460	276	"	"	"
1,40	109°,68	746	719	686	645	588	504	347	"	"	"
1,20	105°,17	773	748	717	678	625	549	463	274	"	"
1,00	100°,00	803	779	750	714	666	596	477	366	246	"
0,90	97°.08	819	797	769	734	688	621	498	409	308	187
0,80	93°,88	837	815	788	755	710	647	543	451	364	270
0,70	90°,32	856	835	809	777	735	676	578	494	417	341
0,60	86°,32	877	857	833	802	763	706	615	539	470	404
0,50	81°,71	900	882	858	830	792	739	655	585	524	467
0,40	76°.25	928	910	888	861	826	770	699	636	582	532
0,30	69°,49	960	944	924	899	866	821	751	694	646	603
0,20	60°,45	1002	988	969	947	918	877	814	765	723	687
0,10	46°,21	1065	1052	1037	1017	993	958	906	865	831	801

Les vitesses correspondantes aux mêmes pressions initiale et finale sont un peu plus faibles dans ce tableau que dans celui de M. Zeuner,

d'échappement dans des milieux où règnent des tensions inférieures et supérieures à la tension atmosphérique.

On peut, en se servant de ces tableaux dans les conditions de tensions initiales et finales où ils sont applicables, ou par la méthode générale que nous avons exposée, trouver le poids théorique de vapeur sèche ou humide qui s'échappe, dans l'unité de temps, d'un réservoir, par un orifice déterminé pratiqué directement dans la paroi du réservoir, mais nous ne connaissons point d'expériences judicieusement faites pour déterminer le rapport qui existe entre les résultats théoriques et les résultats pratiques.

On n'a point fait, non plus, d'expériences bien précises pour déterminer les résistances au mouvement de la vapeur dans les conduites, suivant leur diamètre, leur longueur et les tensions initiale et finale de cette vapeur à leurs extrémités. Tout reste à faire dans cette voie au point de vue de la précision des résultats, et c'est là un des côtés faibles de la science des machines à vapeur dans son état actuel. C'est surtout dans l'appréciation de la durée de l'échappement dans les machines, et de la loi d'abaissement de la tension pendant cet échappement, que ces connaissances seraient d'une grande utilité.

Malgré ces lacunes dans la science, nous exposerons par quelques méthodes très élémentaires, quelques résultats théoriques et plus ou moins grossièrement approximatifs, pour donner une idée des lois qui président au mouvement de la vapeur dans les machines, et nous procéderons par applications numériques.

Voici une de ces applications :

On demande la tension que doit posséder la vapeur, dans la chapelle de distribution d'une machine pour qu'elle agisse avec un tension de $4^{atm.}$, sur le piston de cette machine, qui a un diamètre de $0^{m},50$ et une vitesse de $1^{m},50$ par seconde, dans l'hypothèse où la vapeur serait sèche et où la vitesse d'introduction serait égale à la vitesse théorique. L'ouverture d'entrée de la vapeur a une section de 0,0098 mètre carré, ce qui équivaut à $\frac{1}{20}$ de la section du piston.

Le volume engendré par seconde, par le piston, sera égal à sa section, $0^{m^2},19625$, multipliée par sa vitesse, $1^m,50$, soit

$$0^{m^3},2944 .$$

Il faut donc qu'il entre dans le cylindre, $0^{m^3},2944$ de vapeur à $4^{atm.}$, par seconde.

En désignant par v la vitesse d'introduction, nous trouvons :

$0^{m^2},0098 . v = 0^{m^3},2944$; d'où $v = 31^m$ en nombre rond.

Pour trouver la tension qui devrait exister dans la chapelle de distribution, pour produire cette vitesse d'introduction, de 31^m, dans le cylindre, nous pouvons observer que, vu la faible valeur de cette vitesse et le peu de densité du fluide qui s'écoule, l'excédant de tension de la vapeur dans cette chapelle, sur la tension de $4^{atm.}$ qui règne dans le cylindre, sera extrêmement faible et que la détente adiabatique ainsi que la condensation correspondante, pendant le passage d'une capacité dans l'autre, deviendront tout à fait négligeables, ce qui nous permettra de considérer cette vapeur comme un fluide sans élasticité. L'ancienne théorie deviendra alors applicable et nous permettra de résoudre le problème bien plus facilement que par l'emploi des formules modermes qui ne se prêtent que difficilement à la solution des questions de cette nature.

L'ancienne théorie donne :

$$v^2 = 2gh ; \qquad \text{d'où } h = \frac{v^2}{2g}$$

et, dans le cas qui nous occupe,

$$h = \frac{(31)^2}{19,6176} = 49 \text{ mètres.}$$

Or, h est la hauteur d'une colonne du fluide qui s'écoule, telle, que son poids, par mètre carré, soit égal à la différence, aussi par mètre carré, entre les tensions qui existent des deux côtés de l'orifice d'écoulement.

Comme le poids de 1 mètre cube de vapeur à $4^{atm.}$ est, d'après la table, de $2^{kil.},23$, nous le supposerons de $2^{kil.},24$ pour la vapeur à la tension qui règne dans la chapelle de distribu-

tion, tension très légèrement supérieure à $4^{atm.}$; de sorte que chaque mètre de hauteur de la colonne pèsera $2^{kil.},24$ par mètre carré. Puisqu'elle a 49^{m} de hauteur, sa pression, aussi par mètre carré, sera de

$$2,24 \,.\, 49 = 109^{kil.},76 \;;$$

et comme une atmosphère équivaut à $10333^{kil.}$ par mètre carré, l'excédant de la tension dans la chapelle de distribution, sur la tension de $4^{atm.}$ qui doit exister dans le cylindre, sera de

$$\frac{109,76}{10333} = 0,0106 \text{ atmosphère}.$$

Pour déterminer l'excédant effectif de tension que la vapeur posséderait dans cette chapelle, il faudrait connaître encore le coefficient de contraction relatif à la nature de la communication entre celle-ci et le cylindre, coefficient qui est inconnu jusqu'à présent.

Pertes de tension à l'admission dans les cylindres de machines.

Nous appliquerons à la recherche de ces pertes de tension, les considérations générales que nous venons d'exposer et nous les déterminerons d'abord en négligeant toutes les résistances qui s'opposent au mouvement de la vapeur entre la chaudière et le cylindre moteur.

Dans un grand nombre de machines, les lumières d'admission ont environ $\frac{1}{25}$ de la section du piston et, dans les machines fixes, la vitesse moyenne de ce piston dépasse rarement 2^{m} par seconde.

En supposant que le piston d'une machine possède cette vitesse moyenne et qu'il agit sur un arbre de rotation dont la vitesse angulaire a été rendue, très approximativement, uniforme à l'aide d'un volant d'un poids suffisant, on peut trouver de la manière suivante, la vitesse de ce piston à l'instant où elle possède sa plus grande valeur, c'est-à-dire quand la bielle fait un angle droit avec la manivelle :

Soient : r le rayon de la manivelle ;

V la vitesse moyenne du piston ;

V′ sa vitesse maxima qui est à peu près égale à celle du manneton de la manivelle quand la bielle est suffisamment longue et fait un angle droit avec cette manivelle.

On aura :

chemin parcouru par le piston en une course . . . $= 2r$
chemin parcouru par le manneton de la manivelle. . $= \pi r$;

donc $V : V' = 2r : \pi r$; et $V' = V \frac{\pi}{2} = 1{,}571 \,.\, V$.

Dans une machine dont le piston possède une vitesse moyenne de 2^m et dont le volant tourne avec une vitesse uniforme, la vitesse maxima du piston s'élève à

$$1{,}571 \,.\, 2^m = 3^m{,}142 \,.$$

Si le cylindre de cette machine a un diamètre de $0^m{,}50$ ou une section de $0^{m^2}{,}19625$, le volume engendré correspondant à cette vitesse maintenue pendant une seconde, serait de

$$3^m{,}142 \,.\, 0^{m^2}{,}19625 = 0{,}6166 \text{ mètre cube} \,.$$

Si l'on suppose l'orifice d'admission entièrement ouvert en ce moment, ce qui doit rationnellement exister, cet orifice qui a une section de

$$\frac{0^{m^2}{,}19625}{25} = 0^{m^2}{,}00785 \,,$$

devra livrer passage à un volume de vapeur qui s'élèverait à $0^{m^3}{,}6166$, si le maximum de vitesse du piston se maintenait pendant une seconde.

Dans ces conditions, la vitesse d'introduction de la vapeur en la désignant par v, serait de

$$0^{m^2}{,}00785 \,.\, v = 0^{m^3}{,}6166 \,; \qquad \text{d'où } v = 78^m{,}50 \,.$$

La hauteur génératrice de cette vitesse, serait de

$$h = \frac{V^2}{2g} = \frac{(78{,}5)^2}{19{,}62} = 345^m \text{ en nombre rond.}$$

Si la vapeur agit sur le piston, sous la tension de $4^{atm.}$ et si nous admettons, comme ci-dessus, que le poids du mètre cube de vapeur contenue dans la chapelle de distribution soit de $2^{kil.},24$, le poids de la colonne génératrice de la vitesse, sera de

$$2^{kil.},24 \,.\, 345^{m} = 772^{kil.},80 \,,$$

qui équivalent à un excédant de tension, dans cette chapelle, qui s'élèvera à

$$\frac{772,8}{10333} = 0,075 \text{ atmosphère} \,.$$

Dans les locomotives et dans quelques autres machines à mouvement très rapide, la vitesse moyenne des pistons atteint parfois 4^{m} par seconde, mais alors les lumières d'introduction de la vapeur sont plus grandes, relativement à la section de ces pistons ; elles ont jusqu'à $\frac{1}{10}$ de cette dernière section et quelquefois davantage. Il est clair que, dans ce cas, on retrouve les conditions de vitesse d'introduction et de perte de tension à l'admission, qui correspondent à une vitesse moyenne des pistons de 2^{m} et à une section de lumières égale à $\frac{1}{20}$ de celle de ces pistons.

Cette méthode approximative d'évaluation des pertes de tension à l'admission de la vapeur dans les cylindres, met aussi en évidence ce fait : que ces pertes de tension, toutes choses égales d'ailleurs, sont proportionnelles à la densité des vapeurs admises dans le cylindre moteur.

Dans l'application, les pertes de tension à l'admission sont nécessairement plus considérables que celles qu'indiquent ces théories fondées sur l'hypothèse d'une absence complète de résistances passives, et elles se comptent généralement de la chaudière au cylindre, et non de la chapelle de distribution à ce cylindre.

Dans les conditions ordinaires de fonctionnement des machines fixes, lorsque la vitesse moyenne des pistons ne dépasse guères $1^{m},50$ par seconde, que la section des lumières d'admission est comprise entre $\frac{1}{25}$ et $\frac{1}{20}$ de la section du piston, et que

le tuyau de communication entre la chaudière et le cylindre n'est ni trop long ni trop étroit, la perte de tension à l'admission, quand celle-ci est bien réglée, ne dépasse pas souvent 0,1 d'atmosphère et elle est parfois plus faible; mais il se présente aussi des circonstances dans lesquelles elle devient considérable ; c'est lorsque la distance de la chaudière au cylindre est très grande ; lorsque le tuyau de communication est étroit ou exposé aux intempéries de l'air ; lorsqu'il y a une forte condensation dans le cylindre, ce qui arrive principalement quand la machine fonctionne à détente, d'ou résultent des refroidissements périodiques des parois de ce cylindre pendant les périodes de détente et d'échappement ; lorsqu'on ne prend aucune mesure pour réchauffer ces parois, ni même pour les empêcher de se refroidir sous l'action de la température extérieure. Dans ces conditions, les pertes de tension entre la chaudière et le cylindre s'élèvent parfois à 1 atmosphère et même au-delà, parce que la vapeur éprouve de grandes résistances à son mouvement, même lorsque les lumières d'admission ont les dimensions ordinaires ; parce que la vitesse dans la conduite et au passage par les lumières, est plus grande qu'elle ne devrait être relativement au volume de vapeur utilisé, et parce que la condensation qui se produit d'un bout à l'autre du conduit de communication entre les deux capacités, augmente la densité du fluide qui passe par les lumières. Lorsque le conduit d'échappement est compris dans le même massif de fonte que le tuyau d'arrivée de vapeur, ce dernier subit un refroidissement qui augmente encore les inconvénients que nous venons de signaler.

A moins d'impossibilité absolue de faire autrement, une machine ne devrait jamais fonctionner dans les fâcheuses conditions que nous venons d'indiquer.

Jusqu'à présent, aucune expérience sérieuse n'a été faite pour déterminer la loi d'abaissement de la tension de la vapeur lorsqu'elle se meut dans une conduite d'une grande longueur, avec accompagnement de condensation pendant le mouvement. Tout ce que l'on sait, c'est que la résistance et la condensation sont d'autant plus faibles et les pertes de tension d'autant moindres, que l'on prend plus de mesures préventives du

refroidissement extérieur et que ces conduites sont mieux garanties de l'humidité.

En résumé, dans les machines convenablement établies, ayant leur chaudière à petite distance, avec des tuyaux de conduite et des lumières d'admission dont les sections ont été déterminées d'après les règles que nous avons exposées, on pourrait sans grave inconvénient diminuer les lumières d'admission. On augmenterait ainsi plus ou moins la perte de tension entre la chapelle et le cylindre seulement; mais comme on peut presque toujours produire la vapeur à une tension plus élevée que celle dont on a besoin dans le cylindre, cette dernière pourrait toujours être obtenue sans dommage pour l'effet utile. Il se produirait, dans ce cas, une légère surchauffe à l'admission, provenant de la force vive de la veine fluide, qui se convertirait en chaleur et l'on obtiendrait du même poids de vapeur, d'après la loi de M. Hirn que nous avons exposée précédemment, le même travail sous pression constante que si elle avait agi sous la tension de la chaudière ; la condensation à l'admission s'en trouverait même un peu diminuée.

La même observation, comme nous le verrons plus loin, ne serait pas applicable aux lumières de décharge.

Avant d'abandonner cette question, nous exposerons un cas particulier d'admission assez curieux et qui se présente lorsque la distribution se fait à l'aide d'une glissière, ou plaque, de même largeur que la lumière d'admission et qu'il n'y a point d'avance ; c'est ce que l'on nomme *distribution normale par glissière*.

Soient : EFGH (fig. 44) une glissière ou plaque rectangulaire recouvrant une lumière d'admission x_1pqt, de même largeur px_1 que la glissière;

zT et Oz la bielle et la manivelle du piston;

MN la ligne des points morts de la manivelle du piston ;

LK la ligne des points morts de la manivelle, ou excentrique, qui conduit la glissière dont la course totale est égale à LK et dont la largeur EH est égale au rayon OK et au côté px_1 de la glissière.

Nous supposerons les deux bielles du piston et de la glissière assez longues pour pouvoir admettre, sans erreur bien grave, qu'elles sont toujours parallèles à la ligne des points morts MN, et nous admettrons que la vitesse de rotation de l'arbre moteur est uniforme.

Quand le piston moteur va commencer une course, sa manivelle occupe la position ON et la manivelle de la glissière, la position OR qui fait un angle droit avec ON.

Si les deux manivelles calées sur le même arbre O, se mettent en mouvement dans le sens indiqué par la flèche, et décrivent un angle quelconque a, elles passeront dans les positions OB et Oz ; le piston moteur aura décrit le chemin Ny et la glissière aura découvert la lumière d'admission de la quantité $qq' = AB$.

Quand l'arbre moteur aura fait un quart de tour, ses deux manivelles occuperont les positions OK et OI, le piston moteur sera au milieu de sa course ou au moment de son maximum de vitesse, et la lumière x_1pqt sera entièrement découverte.

Pendant le quart de tour suivant, la lumière se refermera entièrement et le piston achèvera sa course.

Représentons maintenant par :

V la vitesse que la vapeur doit prendre pour conserver la même tension dans le cylindre ;

S la section de la lumière ;

S_1 la section du piston ;

t un temps infiniment petit qui suit l'instant où les deux manivelles occupent les positions OB et Oz ;

Om la position de la manivelle du piston à la fin de ce temps infiniment petit t.

Dans les positions des manivelles indiquées, le volume de vapeur qui traverse la lumière est égal à

$$VS\frac{AB}{qt_1}t; \text{ mais } \frac{AB}{qt_1} = \frac{AB}{OB} = \frac{\sin a}{1} = \sin a ;$$

ce volume est donc égal à

$$VSt \sin a.$$

D'autre part, dans le mouvement infiniment petit qui s'est

accompli pendant ce même temps t, le piston a parcouru le chemin $yz = xn$, et il a engendré un volume

$$S_1\, nz.$$

Si la vitesse du manneton de la manivelle est uniforme, comme nous l'avons admis, et qu'elle soit v', le chemin mz parcouru dans le temps infiniment petit t, sera égal à $v't$.

Or le triangle mnz est semblable au triangle Oxy, puisqu'ils ont leurs côtés perpendiculaires, et l'angle $nmz = a$.

On aura donc

$$mz : zn = 1 : \sin a\,;\ \text{d'où}\ nz = mz \sin a = v't \sin a,$$

et le volume engendré par le piston, sera

$$S_1\, nz = S_1\, v't \sin a.$$

Comme ce volume doit être égal au volume de vapeur qui a pénétré dans le cylindre, pendant le même temps t, on aura l'équation

$$VSt \sin a = S_1\, v't \sin a\,;\ \text{d'où}\ V = v' \frac{S_1}{S}.$$

Le second nombre de cette équation ne renferme que des valeurs constantes ; donc, dans ce mode de distribution, la vitesse de la vapeur, à l'admission, est constante ainsi que la perte de tension, pendant toute la durée de cette admission. En d'autres termes, l'ouverture d'entrée de la vapeur augmente ou diminue constamment dans le même rapport que la vitesse du piston et, sans variation de la vitesse d'introduction de la vapeur, laisse passer, à chaque instant, un volume de cette vapeur égal au volume qu'engendre le piston.

Si, pour une position donnée du piston, la lumière était plus découverte qu'elle ne le serait dans cette distribution normale, la vitesse d'entrée diminuerait ainsi que la perte de tension à l'admission. Si elle était moins découverte, la vitesse d'introduction devrait augmenter ainsi que la perte de tension.

Quand l'ouverture d'admission se découvre entièrement, pendant toute la durée de cette admission, la vitesse pendant l'introduction croît et décroît comme la vitesse du piston et, comme la perte de tension augmente ou diminue avec cette

vitesse d'introduction, la tension dans le cylindre doit varier en raison inverse de cette vitesse, si la tension, dans la chapelle de distribution, est constante.

Dans tous les cas, lorsqu'une distribution est bien réglée, ces variations de la tension de la vapeur dans le cylindre, provenant des variations de vitesse du piston, peuvent être négligées au point de vue pratique.

De la chute de pression pendant l'échappement de la vapeur.

La recherche de la loi suivant laquelle baisse la tension de la vapeur pendant son échappement du cylindre dans l'atmosphère extérieure ou dans un condenseur, après qu'elle a produit son travail dans ce cylindre, présente, au point de vue de l'appréciation théorique de la contrepression des pistons, des difficultés insurmontables, et l'on s'est généralement contenté des résultats directs de l'expérience constatés avec plus ou moins d'exactitude. Malgré l'impossibilité d'une solution rigoureuse d'un semblable problème, nous présenterons néanmoins quelques observations propres à donner une idée approximative des phénomènes qui se produisent pendant cet échappement.

Lorsque la décharge des vapeurs, dans les machines, se fait dans l'atmosphère, on peut supposer qu'il y règne une tension de $0^{m},76$ de mercure ; si elle se fait dans un condenseur, on peut supposer généralement que le vide y est fait jusqu'à $0^{atm.},1$, au moins dans les bonnes machines.

Comme, dans les machines à détente et à condensation, la détente est souvent poussée jusqu'à une tension bien inférieure à $1^{atm.}$ et que, dans tous les cas, la vapeur qui s'échappe du cylindre et qui se jette dans le condenseur, prend dans ce cylindre, des tensions successives dont les dernières sont aussi inférieures à $1^{atm.}$, il est indispensable, pour étudier les conditions théoriques d'échappement dans le condenseur, de connaître les vitesses d'échappement correspondantes à une série de tensions initiales inférieures à $1^{atm.}$ et à une tension finale de $0^{atm.},1$.

Échappement dans un milieu à 1atm.

Tensions initiales de la vapeur sèche.	atm. 2,0	atm. 1,5	atm. 1,2	atm. 1,1
Tensions finales.	atm. 1	atm. 1	atm. 1	atm. 1
Fraction de la vapeur qui ne se condense pas pendant l'échappement.	0,9597	0,975	0,989	0,994
Vitesse d'écoulement du mélange de vapeur à 1 atm. et d'eau, qui s'échappe dans l'atmosphère extérieure.	m 481,71	368m	247m	184m

Echappement dans un milieu à 0atm.,1.

Tensions initiales de la vapeur sèche.	atm. 2,0	atm. 1,5	atm. 1,2	atm. 1,1	atm. 1,00	atm. 0,9	atm. 0,8	atm. 0,7	atm. 0,6	atm. 0,5	atm. 0,4	atm. 0,3	atm. 0,2
Tensions finales.	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1	atm. 0,1
Fraction de la vapeur qui ne se condense pas pendant l'échappement.	0,827	0,841	0,853	0,863	0,865	0,868	0,874	0,882	0,889	0,900	0,911	0,929	0,953
Vitesse d'écoulement du mélange de vapeur à 0 atm. 1 et d'eau, qui arrive dans le condenseur.	917m	891m	853m	825m	812m	800m	784m	761m	724m	686m	637m	557m	451m

Nous reproduisons ci-contre un tableau de ces vitesses calculées par la méthode générale que nous avons exposée p. 222. Nous avons joint à ce tableau des vitesses d'écoulement dans un condenseur, un supplément au tableau de M. Zeuner que nous avons inséré au commencement de cet article et qui concerne l'écoulement dans l'atmosphère ; ce supplément nous permettra d'apporter un peu plus de précision dans les évaluations approximatives de la durée d'échappement de la vapeur dans un milieu à $1^{atm.}$, dont il va être question avant d'examiner la durée de l'échappement dans un condenseur.

Pour donner une idée approximative des conditions dans lesquelles s'effectue l'échappement dans les machines à vapeur, nous commencerons par déterminer la durée de cet échappement, lorsque la capacité qui contient la vapeur, est invariable, et nous admettrons qu'il n'existe aucune résistance passive au mouvement de cette vapeur, de façon que les vitesses théoriques d'échappement puissent se réaliser.

Pour être compris plus aisément, nous procèderons par voie d'applications numériques et nous chercherons d'abord le temps nécessaire pour que de la vapeur sèche à $5^{atm.}$, contenue dans une capacité de 1 mètre cube, baisse de tension jusqu'à $1^{atm.}$, lorsque l'échappement se fait dans l'atmosphère extérieure par une ouverture en mince paroi ou pourvue d'un ajutage prismatique court et de même section que l'ouverture. Nous supposerons encore que cette capacité a la forme cylindrique, qu'elle a $1^{m},721$ de hauteur et $0^{m},86$ de diamètre, ce qui correspond à un volume de 1 mètre cube et à une section de cylindre de $0^{m^2},581$, et que la section de l'orifice d'échappement est égale à $\frac{1}{25}$ de la section de ce cylindre ; nous nous trouverons ainsi, à peu près, dans les rapports ordinaires des dimensions de cylindres des machines et des orifices d'échappement quand ils sont entièrement ouverts pendant toute la course des pistons.

La vapeur à la tension initiale de $5^{atm.}$ devant passer successivement, dans cette capacité invariable de 1 mètre cube, par toutes les tensions intermédiaires entre $5^{atm.}$ et $1^{atm.}$, on pourra connaître, par la table fondamentale, le poids de vapeur que

contiendra cette capacité, sous chacune de ces tensions successives et, par les tableaux ci-dessus, les vitesses correspondantes à ces tensions, ainsi que les fractions de la vapeur qui continuent à conserver l'état gazeux en traversant l'orifice de sortie ; en observant que, d'après la nouvelle théorie, la vapeur qui traverse le plan de cet orifice, se trouve ramenée par une détente adiabatique dans la capacité même, à la tension du milieu dans lequel elle se précipite.

Pour calculer la durée approximative de l'échappement, nous avons appliqué la méthode élémentaire qui suit :

On détermine d'abord le poids du mètre cube de vapeur à $5^{\text{atm.}}$ contenu dans la capacité, et la vitesse correspondante d'échappement dans l'atmosphère sous cette tension ; puis le poids de vapeur que contiendra ce cylindre quand la tension se sera abaissée à $4^{\text{atm.}}$ et la vitesse correspondante à cette deuxième tension ; ces poids sont extraits de la table fondamentale, et les vitesses d'échappement tirées du tableau de M. Zeuner. La différence des poids donnera le poids de vapeur qui s'est écoulé pendant que la tension s'abaissait de $5^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$ dans le cylindre. Le même tableau donnera la fraction du poids de vapeur qui s'écoule sous chacune de ces tensions, que la détente adiabatique d'échappement fait condenser. On admettra que pendant le passage de la tension $5^{\text{atm.}}$ à la tension $4^{\text{atm.}}$, la fraction condensée du poids de vapeur écoulé, est égale à la moyenne des deux fractions correspondantes à ces tensions extrêmes. On obtiendra ainsi le poids de vapeur qui a effectivement traversé l'orifice sous forme gazeuse et l'on en déduira son volume à la tension de $1^{\text{atm.}}$ qui est celle qu'il possède dans le plan de l'orifice de sortie. On admettra encore que la vitesse d'écoulement, pendant la même période, est égale à la moyenne des vitesses extrêmes, quoique l'hypothèse ne soit pas exacte, mais il ne peut être question que d'approximations dans la solution d'un problème de cette nature.

Le volume écoulé, la vitesse de passage et la section de l'orifice de sortie étant ainsi déterminés, on en déduira la durée de l'échappement entre $5^{\text{atm.}}$ et $4^{\text{atm.}}$.

La même opération, faite d'une tension à la suivante jusqu'à

$1^{atm.}$, fournira les valeurs de ces temps successifs dont la somme représentera la durée totale de l'échappement.

Il est clair qu'une semblable méthode conduit à des résultats d'autant moins éloignés de la réalité, que les tensions successives sont prises plus voisines les unes des autres.

Voici une application de ces calculs pour l'abaissement de la tension de $5^{atm.}$ à $4^{atm.}$:

à $5^{atm.}$ le poids du mètre cube de vapeur saturée est de . . . . . $2^{kil.},7500$
à $4^{atm.}$. . . . . il est de. $2^{kil.},2303$
donc poids écoulé. . . $0^{kil.},5197$
à $5^{atm.}$ la fraction de la vapeur qui ne se condense pas à l'écoulement est de 0,9091
à $4^{atm.}$, elle est de 0,9210
donc la moyenne sera de $\frac{0,9091 + 0,9210}{2} =$ 0,91505
et le poids de vapeur qui a traversé l'orifice à l'état gazeux, sera de $0^{kil.},5197 \,.\, 0,915 =$ $0^{kil.},4755$.

Le volume de $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}$ étant de $1^{m^3},6494$, le volume des $0^{kil.},4755$ qui se sont écoulés sera de $1,6494 \,.\, 0,4755 = 0,784$ mètre cube.

D'autre part, la vitesse d'écoulement à $5^{atm.}$ est de 735^m
à $4^{atm.}$ elle est de $681^m,48$
donc la vitesse moyenne sera, en nombre rond, de . 708^m,
et comme la section de l'orifice de sortie est, d'après notre convention, de

$$\frac{0^{m^2},581}{25} = 0,0232 \text{ mètre carré,}$$

la durée t de l'écoulement sera

$$0^{m^2},0232 \,.\, 708 \,.\, t = 0^{m^3},784 \text{ ; d'où } t = 0,048 \text{ seconde.}$$

C'est par ce procédé que nous avons calculé les durées successives de l'écoulement depuis la tension de $5^{atm.}$ jusqu'à la tension de $1^{atm.}$, comprises dans le tableau suivant :

M

Tensions successives	Poids du mètre cube de vapeur dans le cylindre.	Poids du fluide écoulé d'une tension à la suivante.	Fraction du poids du fluide écoulé qui reste à l'état de vapeur.	Volume à 1 atm. écoulé d'une tension à la suivante	Vitesse d'écoulement dans l'atmosphère.	Vitesse moyenne.	Durée de l'écoulement d'une tension à la suivante.
atm.	kil.	kil.		m^3	m	m	seconde.
5	2,7500	"	0,9091	"	735	708	0",048
4	2,2303	0,5197	0,9210	0,7840	681,48	644	0",054
3	1,7024	0,5279	0,9369	0,8082	606,57	544	0",067
2	1,1631	0,5393	0,9597	0,8448	481,71	425	0",044
1,50	0,8874	0,2757	0,975	0,4402	368	308	0",038
1,20	0,7194	0,1680	0,989	0,2722	247	216	0",018 0",269
1,10	0,6628	0,0566	0,994	0,0924	184	97	0",041
1,00	0,6061	0,0567	1,000	0,0932	0		
	Total.	2kil.,1439	Total.	3m³,3296		Total.	0",310

Nous avons calculé par la même méthode, mais avec un peu plus d'approximation, le temps nécessaire pour faire baisser la tension de la vapeur, supposée à 2atm. dans la même capacité, jusqu'à 0atm.,1, cette vapeur étant abandonnée dans un condenseur où règne cette dernière tension. L'orifice d'échappement reste le même que ci-dessus.

Le tableau ci-contre renferme les principaux éléments de ce calcul :

Le volume de 1kil. de vapeur à 0atm.,1 est de 14,55 mètres cubes.

Ainsi, en pratiquant brusquement une ouverture de 0m²,0232 de section, dans la paroi d'une capacité de 1m³ remplie de vapeur à 5atm. absolue, il faudrait théoriquement, environ 0,31 de seconde pour que la tension s'y abaissât jusqu'à la tension de l'atmosphère extérieure dans laquelle l'écoulement a eu lieu; et si la capacité eût été pleine de vapeur à 2atm. absolues et que l'écoulement se fût effectué dans un condenseur où la tension n'eût été que de 0atm.,1, le temps nécessaire pour

N

Tensions successives	Poids du mètre cube de vapeur dans le cylindre.	Poids du fluide écoulé d'une tension à la suivante.	Fraction du poids du fluide écoulé qui reste à l'état de vapeur	Volume à 0 atm. 1, écoulé d'une tension à la suivante.	Vitesses d'écoulement dans le condenseur à 0 atm., 1.	Vitesses moyennes.	Durée de l'écoulement d'une tension à la suivante En seconde.	
atm.	kil.	kil.		m^3	m	m		
2	1,1631	"	0,827		917	904		
1,5	0,8874	0,2758	0,841	3,3465	891	872	0",159	
1,20	0,7194	0,1680	0,853	2,0705	853	839	0",102	
1,10	0,6628	0,0566	0,863	0,7065	825	819	0",036	
1,00	0,6061	0,0567	0,865	0,7129	812	806	0",037	0",334
0,90	0,5487	0,0574	0,868	0,7240	800	792	0",039	
0,80	0,4910	0,0577	0,874	0,7311	784	773	0",040	
0,70	0,4330	0,0580	0,882	0,7406	761	743	0",041	
0,60	0,3744	0,0586	0,889	0,7551	724	705	0",043	
0,50	0,3153	0,0591	0,900	0,7696	686	662	0",047	
0,40	0,2253	0,0600	0,911	0,7909	637	597	0",052	
0,30	0,1945	0,0608	0,929	0,8133	557	497	0",059	
0,20	0,1326	0,0619	0,953	0,8468	441	221	0",075	0",730
0,10	0,0687	0,0639	1,000	0,9064	0		0",176	
	Total.	1^{kil},0945	Total.	13^{m^3},9142		Total.	0",906	

abaisser la tension dans la capacité jusqu'à la tension du condenseur, eût été d'environ 0,906 de seconde.

Si la section de l'orifice de sortie avait été double, les durées de chacune des périodes d'échappement auraient été évidemment moitié plus petites, ainsi que la durée de l'échappement total ; donc les durées d'évacuation des capacités invariables pleines de vapeur, sont inversement proportionnelles aux sections des orifices de sortie, toutes choses égales d'ailleurs.

Il faut observer qu'en réalité, et même théoriquement, la durée de l'échappement, pour abaisser la tension dans la capacité, jusqu'à la tension du milieu extérieur, doit être un peu plus petite que celle qui est indiquée par ces calculs, parce qu'il s'est écoulé un peu moins de vapeur que nous ne l'avons admis, et voici pourquoi :

Nous n'avons tenu compte dans ces calculs que de la condensation devant l'orifice d'échappement, et nous avons admis que la vapeur condensée en ce point s'échappait avec celle qui restait à l'état gazeux ; mais comme il s'opère aussi une détente dans la capacité, à mesure que la tension y baisse et avant que la vapeur arrive devant l'orifice d'échappement, il s'y produit également une condensation dont nous pouvons supposer que les produits liquides ne s'échappent pas ; il en résulte qu'à la fin de l'échappement, la capacité contient le mètre cube de vapeur à la tension du milieu extérieur, comme nous l'avons admis, mais qu'elle contient aussi une certaine quantité d'eau dont nous n'avons pas tenu compte. Or si la capacité contient à la fin de l'échappement une plus grande masse de fluide que nous ne l'avons admis, c'est qu'il s'en est moins dépensé pendant l'échappement que nos calculs ne l'indiquent et la durée de cet échappement a dû ici être un peu diminuée ; mais cette erreur n'a pas grande importance et on peut n'en pas tenir compte.

Le rapport qui existe entre ces résultats purement théoriques et les résultats pratiques que l'on obtiendrait dans les mêmes circonstances, n'a pas été déterminé jusqu'à présent avec une précision suffisante pour le faire admettre dans l'exposé des lois de l'écoulement des fluides et, à ce point de vue, tout reste à faire.

On ne connaît pas, non plus, l'influence qu'aurait, sur la durée de ces périodes d'échappement, les conduits plus ou moins longs, plus ou moins contournés, plus ou moins larges, par lesquels l'échappement peut s'effectuer dans l'atmosphère ou dans un condenseur, et il faut aussi que tôt ou tard l'expérience soit consultée avec précision à ce sujet.

Dans les machines, la vapeur ne s'échappe pas d'une capacité invariable, elle s'échappe d'un cylindre dans lequel se meut un piston qui diminue d'une manière continue et variable le volume occupé par la vapeur dans cette capacité, et qui, pour permettre à cette vapeur de passer d'une tension à la suivante, comme nous l'avons indiqué dans les tableaux ci-dessus, oblige

à chasser par l'orifice d'échappement un excédant de vapeur, ce qui augmente la durée de chacune de ces périodes comprises entre deux tensions limites.

Les durées d'échappement calculées ci-dessus sont donc plus faibles que les durées réelles, et elles le sont même dans le cas où la vapeur s'échapperait d'une capacité invariable ; de plus, dans les machines, la tension dans le cylindre ne s'abaisse jamais jusqu'à la tension du milieu dans lequel se précipite la vapeur, à cause du mouvement continu du piston. Même lorsque ces machines sont bien réglées, il reste toujours, dans le cylindre, une tension qui l'emporte sur la tension atmosphérique ou sur la tension du condenseur, quand il y en a un, d'environ $0^{atm.},1$, rarement moins et souvent plus quand les machines sont à grande vitesse et à petite course.

Plus tard, quand nous chercherons les meilleures conditions de distribution de la vapeur dans les cylindres, nous reviendrons sur ces questions de vitesses d'échappement, mais nous pouvons dès maintenant appeler l'attention sur l'une des conséquences les plus importantes des nouvelles théories d'écoulement des fluides élastiques, conséquence qui résulte de la simple inspection des deux tableaux précédents et qui se trouve en contradiction manifeste avec celles qui dérivent des anciennes théories. Elle consiste en ceci : *la tension, dans une capacité contenant de la vapeur qui s'échappe par un orifice, baisse d'autant plus lentement dans cette capacité, que la tension du milieu dans lequel se précipite cette vapeur, est plus basse.* L'ancienne théorie enseignait le contraire.

Voici la raison de ce phénomène caractéristique:

Dans l'ancienne théorie, on admettait que le fluide qui traverse l'orifice de sortie, possède encore la densité et la tension qu'il possédait dans le réservoir d'où il s'échappe, et que sa vitesse de sortie correspondait simplement au travail que pouvait produire, sous sa tension initiale supposée constante, la masse de fluide échappé. Dans la nouvelle théorie, on admet que le fluide qui s'échappe reçoit, avant de traverser l'orifice, non seulement le travail sous tension constante que nous venons d'indiquer, mais encore le travail à détente adiabatique de la

même masse de fluide, jusqu'à la tension du milieu dans lequel se fait l'échappement. Il résulte de là que la vitesse d'échappement, selon la nouvelle théorie, est plus considérable que selon l'ancienne ; mais, dans la première, le fluide ne possède plus, en traversant l'orifice, que la tension du milieu dans lequel il se précipite, tandis que dans la seconde, il possède encore la tension qui existe dans le réservoir ; donc plus de vitesse et moins de densité dans la première hypothèse et, dans la seconde, moins de vitesse et plus de densité. Or il n'y a pas compensation entre ces deux éléments de la masse échappée par unité de temps, et cette masse reste plus considérable dans la première hypothèse que dans la seconde.

Les différences entre les résultats des deux théories sont d'autant plus grandes, que la différence des tensions avant et après l'échappement, est plus considérable, à cause de l'influence de plus en plus grande de la détente adiabatique, et quand cette différence des tensions devient très faible, les résultats obtenus dans les deux hypothèses ne diffèrent plus que de quantités peu importantes que l'on peut négliger. C'est en vertu de cette considération que nous avons appliqué l'ancienne théorie à la recherche de la perte de tension à l'admission de la vapeur dans les cylindres, un peu plus haut.

C'est aussi pour les motifs que nous avons exposés ci-dessus que, dans les tableaux des durées d'échappement dans l'atmosphère et dans un condenseur où la tension est de $0^{atm.},1$, que nous avons calculés plus haut, nous trouvons que la vapeur exige 0,159 seconde pour que la tension dans la capacité s'abaisse de $2^{atm.}$ à $1^{atm.},50$, lorsque l'échappement se fait dans le condenseur, tandis que lorsqu'il a lieu dans l'atmosphère extérieure, le même abaissement de tension, correspondant à la même masse de vapeur écoulée, n'exige que 0,044 seconde ; cette différence est due à ce que, dans le premier cas, la tension du milieu dans lequel se précipite la vapeur, est plus faible que dans le second.

Les expériences faites, jusqu'à présent, pour déterminer le rapport moyen qui peut exister entre les résultats effectivement obtenus et ceux qui sont fournis par l'ancienne et par la nou-

velle théorie, n'ont pas été faites sous des différences de tensions suffisantes pour mettre en évidence les écarts qui correspondent à l'application de ces deux théories ; mais le bon sens et toutes les observations sur la façon dont les fluides doivent se comporter devant l'orifice de sortie où ils ne trouvent, à leur mouvement, d'autre résistance que celle du milieu dans lequel ils passent, s'accordent à faire penser que c'est la théorie nouvelle qui représente avec le moins d'inexactitude, la réalité des phénomènes.

Si la nouvelle théorie comporte une erreur de principe, elle ne peut tenir qu'à ce fait que la détente adiabatique ne serait pas tout à fait accomplie dans le plan de l'orifice de sortie et qu'elle s'achèverait dans le milieu extérieur ; dans ce cas, la vitesse d'échappement dans le plan de l'orifice de sortie, serait moindre que cette théorie ne l'indique, mais la densité du fluide y serait plus grande, et finalement la masse de fluide écoulée dans l'unité de temps serait plus considérable ; l'expérience seule peut décider cette question.

Pour mettre mieux en évidence les différences entre les résultats qui correspondent à l'une et à l'autre des théories que nous avons exposées, nous calculerons, par l'ancienne théorie, le temps qui serait nécessaire pour abaisser la tension de $5^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$ dans le cas d'écoulement auquel correspond notre premier tableau.

D'après ce tableau, le poids de vapeur qui doit s'échapper dans l'atmosphère, pour produire, dans la capacité de 1^{m^3}, l'abaissement de $5^{\text{atm.}}$ à $4^{\text{atm.}}$ est de $0^{\text{kil.}},5197$. Ce poids de vapeur s'est écoulé sous des tensions successives comprises en $5^{\text{atm.}}$ et $4^{\text{atm.}}$, et l'on peut supposer qu'il s'est écoulé sous la tension moyenne de $4^{\text{atm.}},5$ puis qu'il ne s'agit que d'approximation.

Or, sous cette tension moyenne, la vitesse d'écoulement dans l'atmosphère peut être déterminée, d'après l'ancienne théorie, par l'expression

$$v = \sqrt{2g\left(\frac{P - P'}{p}\right)}. \qquad \text{(Voir p. 111.)}$$

$$P - P' = (4^{\text{atm.}},5 - 1^{\text{atm.}})\ 10333^{\text{kil.}} = 36165^{\text{kil.}};$$

p, poids de 1^{m3} de vapeur à $4^{atm.},5 = 2^{kil.},4911$ d'après la table,

donc $$v = \sqrt{\frac{19,62 \,.\, 36165}{2,4911}} = 534^{m}.$$

Les $0^{kil.},5197$ de vapeur qui s'échappent à la tension de $4^{atm.},5$ occuperont un volume égal au produit du volume de $1^{kil.}$ de cette vapeur, par $0^{kil.},5197$. Or à $4^{atm.},5$ le volume de $1^{kil.}$ de vapeur est de $0^{m3},400$, et le volume écoulé sera de

$$0^{kil.},5197 \,.\, 0^{m3},4 = 0,20788 \text{ mètre cube.}$$

Le temps t nécessaire pour cette évacuation sera donc de

$534^{m} \,.\, 0^{m2},0232 \,.\, t = 0^{m3},20788$; d'où $t = 0,017$ seconde.

La nouvelle théorie avait fourni une durée de 0,048 seconde; soit près du triple.

Ces différences de résultats, dans les tensions élevées, deviennent si considérables qu'il est de toute nécessité, dans l'intérêt de la science, d'organiser sans retard des expériences propres à résoudre la question.

Contrepression des pistons.

Nous venons d'examiner, dans des conditions qui peuvent se présenter dans les applications, la loi d'abaissement de tension de la vapeur dans une capacité qui reste invariable pendant toute la durée de l'écoulement, et par un orifice également invariable. Dans les machines, la question se complique du mouvement propre du piston qui augmente le volume de vapeur à débiter sous les tensions successives qu'il possède pendant l'échappement, ce qui, évidemment, doit augmenter la durée de cet échappement après lequel la tension dans la capacité devient égale à la tension du milieu extérieur.

D'un autre côté, l'échappement, dans les machines, devant se continuer jusqu'à la fin de la course du piston, ou à peu près, la tension dans le cylindre ne s'abaisse jamais jusqu'à la tension extérieure et il y reste toujours un excédant plus ou moins considérable qui est nécessaire à l'évacuation forcée par le piston, après que la *décharge principale* s'est effectuée.

Dans les conditions les plus ordinaires de vitesse des pistons et de grandeur des orifices d'échappement, cet excédant de tension dans le cylindre, quoique un peu variable, oscille généralement de part et d'autre de 0,1 d'atmosphère, augmentant pour les grandes vitesses et les ouvertures de sortie trop étroites, et diminuant un peu pour les faibles vitesses et les grandes ouvertures d'échappement. La grandeur moyenne de ces ouvertures pour les vitesses de pistons comprises entre 1^m et $1^m,50$, est d'environ $\frac{1}{25}$ de la section du piston.

Nous allons essayer maintenant de donner une idée, au moins approximative, de l'influence du mouvement du piston sur la loi de diminution de la tension dans le cylindre du côté de l'échappement, afin d'en tirer les règles de construction qui résulteront tout naturellement de cet examen.

Nous prendrons pour premier exemple, le cas d'échappement dont les principales circonstances sont consignées dans notre premier tableau, en supposant que sa capacité de 1 mètre cube soit cylindrique, comme nous l'avons déjà supposé précédemment, que l'un de ses fonds soit remplacé par un piston et que le rapport de la course au diamètre de ce piston soit de 2 à 1, ce qui fournit pour dimensions du cylindre, $1^m,721$ de longueur parcourue par le piston et $0^m,86$ de diamètre, et enfin que l'orifice d'échappement a, comme précédemment, $0^{m2},0232$ ou le vingt-cinquième de la section du piston, qui est de 0,581 mètre carré.

La figure 45 représente cette capacité avec son piston D et son orifice d'échappement G.

Quoique la vitesse des pistons ne soit jamais uniforme, dans les machines, à cause du mode de communication de mouvement de ces pistons aux arbres des volants, nous supposerons, pour ne pas trop compliquer la question, que le piston D se meut avec une vitesse uniforme de $1^m,40$ par seconde, égale à la moyenne des vitesses variables qu'il prend pendant la durée de chaque course.

Nous verrons plus loin que la loi d'échappement ne sera guère modifiée par cette substitution d'une vitesse uniforme à une vitesse variable.

Dans ces conditions, la durée totale de la course se

$$\frac{1^m,791}{1^m,40} = 1^s,23.$$

Nous nous admettrons que, pour le cas d'échappe[illegible] l'armaphile qui nous occupe, la tension, après [illegible] [illegible] à 1[illegible],1 et qu'elle conserve [illegible] pendant le reste de la course.

[illegible]

dans l'atmosphère extérieure était, d'après notre tableau, de

$$3^{m^3},3296 - 0^{m^3},0932 = 3,2364 \text{ mètres cubes}$$

et la vitesse moyenne d'échappement v était de

$$0^{m^2},0232 \,.\, v \,.\, 0'',269 = 3^{m^3},2364 \,;$$

d'où $v = 518$ mètres par seconde.

Cette vitesse était la moyenne de vitesses extrêmement variables, comprises entre 735^m et 184^m par seconde et produites par des travaux à pression pleine et détente jusqu'à $1^{atm.}$, depuis la tension initiale de $5^{atm.}$ jusqu'à la tension finale de $1^{atm.},1$ dans le cylindre.

Si nous voulons, maintenant, tenir compte du mouvement du piston qui augmente dans une certaine mesure la quantité de vapeur qui doit s'échapper pour que la tension, dans le cylindre, s'abaisse de $5^{atm.}$ à $1^{atm.},1$, d'où résultera une augmentation dans la durée de la décharge principale, nous appliquerons à la recherche de l'influence de ce mouvement, les considérations suivantes :

Dans ce second cas d'évacuation, la vapeur passe, comme précédemment, par toutes les tensions intermédiaires entre $5^{atm.}$ et $1^{atm.},1$, et la vitesse d'échappement, sous chacune de ces tensions successives, conserve la même valeur que lorsque la capacité d'où s'échappe la vapeur, est invariable ; nous pouvons donc admettre, sans risquer de commettre une trop grosse erreur, que la vitesse moyenne d'évacuation du cylindre dont la capacité décroît, est la même que si ce cylindre avait conservé sa capacité initiale. Dans le cas qui nous occupe, cette vitesse moyenne d'échappement de la vapeur ramenée à $1^{atm.}$, est de 518^m par seconde.

En désignant par t la nouvelle durée de la décharge principale, le volume engendré par le piston pendant cette décharge, sera égal à

$$0^{m^2},581 \,.\, 1^m40 \,.\, t = 0^{m^3},8134 \,.\, t.$$

Comme, à la fin de cette période, il reste dans le cylindre, de la vapeur à $1^{atm.}$, et comme, à la même époque, il serait resté 1^{m^3} de cette vapeur à $1^{atm.},1$ si le piston était resté dans sa position initiale, il est clair que la quantité de vapeur qui

a dû s'échapper pendant la décharge principale, au delà de la quantité indiquée dans notre premier tableau, est représentée par un volume de vapeur à $1^{atm.},1$, égal à $0,8134 \cdot t$, et que le poids de ce volume, sera

$$0^{kil.},6628 \cdot 0,8134 \cdot t = 0^{kil.},5391 \cdot t.$$

$0^{kil.},6628$ est le poids de 1^{m^3} de vapeur à $1^{atm.},1$.

Dans l'échappement, une partie de cet excédant à évacuer, se condense devant l'orifice de sortie, par suite de sa détente adiabatique, et comme il s'est échappé dans les mêmes conditions que le surplus, on peut admettre que la fraction de son poids qui s'est condensée est égale à la fraction qui s'est condensée à l'échappement dans l'hypothèse de la capacité invariable.

Or, d'après le tableau, depuis la tension de $5^{atm.}$ jusqu'à la tension de $1^{atm.},1$, il s'est échappé

$$2^{kil.},1439 - 0^{kil.},0569 = 2^{kil.},087,$$

qui, à la tension de $1^{atm.}$, auraient occupé un volume de

$$\frac{2^{kil.},0870}{0^{kil.},6061} = 3^{m^3},4433\ ;$$

et comme il ne s'est échappé, d'après le tableau, que

$$3^{m^3},3296 - 0^{m^3},0932 = 3,2364 \text{ mètres cubes}$$

de vapeur à une atmosphère, il en résulte que la portion de la vapeur qui est restée gazeuze à l'échappement, était égale à

$$\frac{3,2364}{3,4433} = 0,939 \text{ du poids écoulé.}$$

Nous pourrons donc admettre que la fraction restée gazeuse du poids de vapeur à $1^{atm.},1$ qui correspond au volume engendré par le piston, est égale à

$$0^{kil.},5391 \cdot t \cdot 0,939 = 0^{kil.},5062 \cdot t.$$

Ce poids de vapeur s'échappant à $1^{atm.}$ aura un volume de

$$1^{m^3},6494 \cdot 0,5062 \cdot t = 0^{m^3},835 \cdot t.$$

En ajoutant ce volume de vapeur aux $3^{m^3},2364$ qui se seraient écoulés, si le piston était resté dans sa position initiale, le volume total de vapeur à $1^{atm.}$ qui devra s'écouler pendant la période principale d'échappement, sera égal à

$$3^{m^3},2364 + 0^{m^3},835 \cdot t,$$

et la durée t de cet écoulement sera fournie par l'équation

$$0^{m^2},0232 \,.\, 518^m \,.\, t = 3^{m^3},2364 + 0^{m^3},835 \,.\, t\,;$$

d'où $$t = 0,29 \text{ seconde.}$$

Ainsi le mouvement du piston, dans ces conditions, n'a augmenté la durée de l'évacuation principale que de

$$0'',290 - 0''269 = 0'',021.$$

Pendant cette évacuation, il a parcouru un chemin de

$$0'',290 \,.\, 1^m,40 = 0^m,406\,;$$

tandis que dans l'hypothèse où l'on ne tient pas compte de la quantité dont son mouvement augmente le volume à l'échappement, nous avons trouvé que l'évacuation principale serait terminée après qu'il aurait parcouru $0^m,377$.

Le mouvement du piston, dans les conditions de vitesse et de grandeur d'orifice d'échappement, que nous avons adoptées et qui le sont assez souvent dans les applications, n'a donc qu'une influence peu sensible sur la durée de l'évacuation principale et, pour mettre en évidence le peu d'augmentation du travail de contrepression qui en résulte, nous avons tracé sur la même figure (45) le diagramme de ce nouveau travail de contrepression. Il a été construit sur les mêmes bases que le précédent et il est représenté dans la figure par *mux*OBA*m*.

Dans presque toutes les machines, et spécialement dans celles où le mouvement du piston se transforme en mouvement de rotation continu sur l'arbre du volant, le chemin parcouru par ce piston pendant la durée de la période principale d'échappement, dans les conditions que nous venons de poser, est plus petit que celui qu'il eût parcouru dans le même temps, s'il avait pris sa vitesse moyenne dès le début de la course ; il en résulte évidemment que son mouvement a moins d'influence encore que nous ne l'avons supposé, et que le travail réel de contrepression est un peu plus faible que celui qui est représenté par le diagramme *mux*OBA*m*, et plus grand que celui que représente le diagramme *mpn*OBA*m*.

La raison principale de l'accroissement de durée de la période principale d'échappement, dans la plupart des machines, est la nature même de la disposition mécanique qui

découvre l'orifice d'échappement ; cet orifice ne se découvre que graduellement, à mesure que le piston moteur s'avance et il en résulte une augmentation souvent considérable de la durée des périodes d'échappement qui produisent un abaissement déterminé dans la tension de la vapeur enfermée dans le cylindre. Ce fâcheux effet se manifeste surtout au début de cet échappement, lorsque la lumière est peu ouverte et la tension de la vapeur encore considérable ; c'est là le vice principal de ces modes de distribution de la vapeur ; ils augmentent le travail inutilement consommé par la contrepression du piston, et les dispositions qui permettent d'ouvrir entièrement l'orifice d'échappement dès le commencement de la décharge, leur sont bien supérieures au point de vue de l'effet utile des machines.

Quand la vitesse d'un piston est très grande, même avec l'orifice d'échappement tout ouvert dès le commencement de la course, le travail de contrepression peut devenir considérable.

Supposons, par exemple, que l'on veuille déterminer la durée de la course totale du piston, dans la machine sans condensation dont il vient d'être question, pour que la contrepression de ce piston ne se soit abaissée à $1^{atm.},1$ que lorsqu'il a achevé sa course, et admettons qu'il n'y a point d'espace nuisible.

Le mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ que contient le cylindre, au commencement de la course, doit s'écouler tout entier sous la tension de $1^{atm.}$, à l'exception de la petite fraction qui se condense devant l'orifice d'échappement et s'échappe avec la vapeur à l'état gazeux.

Comme toute la vapeur doit passer de la tension $5^{atm.}$, à la tension $1^{atm.}$ à l'échappement, la partie qui restera à l'état gazeux dans cette détente adiabatique, sera, d'après notre premier tableau, de 0,9091 de la quantité totale de vapeur.

Le mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ pesant $2^{kil.},75$ d'après la table, la partie de ce poids qui se retrouvera à l'état gazeux dans le plan de l'orifice d'échappement, sera de

$$2^{kil.},75 \,.\, 0,9091 = 2^{kil.},50$$

qui, à l'état de vapeur à $1^{atm.}$ occuperont un volume de

$$2,50 \,.\, 1^{m^3},6494 = 4,124 \text{ mètres cubes.}$$

Ce volume de vapeur qui s'échappe sous toutes les tensions initiales successives, comprises entre $5^{atm.}$ et $1^{atm.},1$, comme dans les deux études précédentes, peut être supposé posséder une vitesse moyenne de 518^{m} égale à la vitesse moyenne que nous ont fournie les calculs ci-dessus ; d'autant plus qu'il ne s'agit ici que d'approximations.

La durée de l'échappement principal qui, dans l'hypothèse que nous adoptons, doit être égale à la durée de la course totale du piston, sera alors donnée par l'équation

$$0^{m^2},0232 \,.\, 518^{m} \,.\, t = 4^{m^3},124 \text{ ; d'où } t = 0,343 \text{ seconde.}$$

La vitesse moyenne v du piston, dans ces nouvelles conditions, serait fournie par la proportion

$$0'',343 : 1^{m},721 = 1'' : v \text{ ; d'où } v = 5^{m},01.$$

Ainsi, dans le cas où le piston de la machine que nous avons adoptée, se mouvrait avec une vitesse moyenne de $5^{m},01$ par seconde, la tension initiale de la vapeur qui était de $5^{atm.}$, ne se serait abaissée jusqu'à $1^{atm.},1$, qu'à la fin de la course.

Nous avons encore tracé sur la même figure (45) le diagramme approximatif du travail de contrepression du piston, dans ces conditions de marche ; il est représenté par le quadrilatère avec un côté courbe, $mi0BAm$.

Pour tracer la courbe des tensions $mi0$, en chacun des points de la course du piston, nous avons supposé que AB représentait à la fois la course du piston et la durée, $0'',342$, de cette course ; puis nous avons admis, par approximation, que les temps nécessaires pour passer d'une tension à la suivante, pouvaient être représentés par les temps nécessaires pour passer de la même tension à la même tension dans l'hypothèse où le piston ne se mouvrait pas, en multipliant chacun de ces temps consignés dans notre premier tableau, par le rapport du volume de vapeur à évacuer dans notre dernière hypothèse, au volume de vapeur à évacuer dans la première ; c'est à dire par $\dfrac{4^{m^3},124}{3^{m^3},3296 - 0^{m^3},0932} = 1,274.$

Ainsi, par exemple, pour trouver la position du piston quand la tension de la vapeur s'est abaissée de $5^{atm.}$ à $3^{atm.}$,

nous trouvons dans le tableau que le temps nécessaire pour cet abaissement, est de

$$0'',048 + 0'',054 = 0'',102.$$

Dans la nouvelle condition de marche, cette durée sera de

$$0'',102 \,.\, 1,274 = 0'',1299.$$

Comme la durée totale de la course AB du piston, est de $0'',343$, et que nous supposons la vitesse de ce piston uniforme, il aura parcouru, à l'instant où la tension se sera abaissée jusqu'à $3^{\text{atm.}}$, un chemin de

$$\text{AB}\,\frac{0'',1299}{0'',343} = 0,378 \,.\, \text{AB} \,. = \text{AN}.$$

Les autres points de la courbe des tensions, $mi0$, ont été déterminés par la même méthode.

En diminuant convenablement la section de l'orifice de sortie, tout en conservant la vitesse du piston, égale à $1^{\text{m}},40$ comme nous l'avons primitivement admise, on peut arriver, à peu près à la même courbe $mi0$ des tensions à l'arrière de ce piston. La vitesse moyenne d'échappement demeurant, dans ce cas comme dans les précédents, de 518^{m} par seconde, le volume de vapeur à $1^{\text{atm.}}$ qui doit s'échapper avant que le piston arrive à la fin de sa course, restant de $4^{\text{m}3},124$ comme dans le dernier exemple, et la durée de la course du piston devant être de $1'',23$ comme dans les deux premiers cas, la section S d'orifice de sortie qui maintiendrait la tension dans le cylindre, supérieure à $1^{\text{atm.}},10$ jusqu'à la fin de la course, serait fournie par l'équation

$$518^{\text{m}} \,.\, 1'',23 \,.\, \text{S} = 4^{\text{m}3},124 \text{ ; d'où } \text{S} = 0^{\text{m}2}00647.$$

Cette section est égale à $\frac{0^{\text{m}2},00647}{0^{\text{m}2},0232} = \frac{1}{3,58}$ de la section primitive, et pour arriver à la même tension, à la fin de la course, il avait fallu augmenter la vitesse de $1^{\text{m}},40$ à $5^{\text{m}},01$ par seconde, quantités qui sont entr'elles dans le rapport de

$$\frac{1^{\text{m}},40}{5^{\text{m}},01} = \frac{1}{3,58}.$$

Les diminutions de section des orifices de sortie, ont donc la même influence sur la contrepression des pistons que les accroissements de vitesse de ces pistons, et l'on augmente le travail de contrepression, dans une course, de la même quantité, en doublant la vitesse de ceux-ci, qu'en diminuant de moitié la section de l'orifice d'échappement sans modifier leur vitesse.

Les diagrammes de contrepression des pistons que nous venons de tracer, ne sont qu'approximatifs, comme les hypothèses sur lesquelles nous avons basé nos raisonnements, mais ils le sont suffisamment pour ouvrir les yeux sur l'influence de la vitesse des pistons et des sections des orifices d'échappement, sur le travail de contrepression des pistons pendant leur marche.

Dans la plupart des machines où les orifices d'échappement ne s'ouvrent pas entièrement dès le début de la course, comme nous l'avons supposé ci-dessus, ces orifices ne se découvrent que progressivement à mesure que le piston s'avance, puis se referment de la même façon pendant la seconde partie de la course de celui-ci. C'est le cas qui se présente dans les distributions de vapeur par tiroirs glissant sur une table des lumières d'admission et d'échappement, lorsque ces tiroirs sont manœuvrés par un excentrique et une longue bielle. Dans ce cas, les orifices d'échappement ne présentent qu'une section très faible, au commencement de la décharge et l'on retrouve au début de la course, les inconvénients des trop petites sections que nous avons signalés.

Pour donner une idée approximative du fâcheux effet que produit l'ouverture progressive de l'orifice d'échappement, substitué à l'ouverture brusque dès le commencement de la course du piston, nous tracerons la courbe des tensions correspondante à cette condition d'échappement appliquée à la machine représentée par la figure (45), lorsque la vitesse moyenne du piston est de $1^m,40$, et dans l'hypothèse où la lumière d'échappement, comme dans l'exemple de perte de tension à l'admission, cité précédemment et représenté par la figure (44), s'ouvrirait progressivement pendant la première

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Temps écoulé depuis le commencement de l'ouverture.	Angle décrit par l'excentrique depuis le commen. de la course.	Fraction de la lumière ouverte après chaque angle de 5°.	Section ouverte de l'orifice d'échappement de $0^{m^2},0232$	Section moyenne pendant le mouvement de 5°.	Volumes écoulés de 5 atm. à 4 atm. et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 708.	Volumes écoulés de 4 atm. à 3 atm. et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 644^m.	Volumes écoulés de 3 atm. à 2 atm. et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 544^m.	Volumes écoulés de 2 atm. à 1 atm. 50 et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 425^m.	Volumes écoulés de 1 atm.,50 à 1 atm.,20 et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 308^m.	Volumes écoulés de 1 atm.,20 à 1 atm.,10 et de 5° en 5°. Vitesse moyenne 216^m.	Chemin parcouru par le piston depuis le commencement de sa course.
seconde.			mèt. carré.	mèt. carré.	mètre cube.	mètre cube.	mètre cube.	mètre cube.	mètre cube.	mètre cube.	en mètres.
0	"	0,0000	0,00000	0,00101							
0,0342	5°	0,0872	0,00202	0.00302	$0^{m^3},0249$	"	"	"	"	"	$0^m,0033$
0,0684	10°	0,1736	0 00403	0,00501	0,0747	"	"	"	"	"	$0^m,0131$
0.1026	15°	0,2588	0,00600	0,00696	0,1245	"	"	"	"	"	$0^m,0293$
0,1368	20°	0,3420	0,00793	0,00886	0.1695	"	"	"	"	"	$0^m,0519$
0,1710	25°	0,4226	0,00980	0,01070	0.2145	"	"	"	"	"	$0^m,0806$
0.2052	30°	0 5000	0.01160	0,01245	0,1759	$0^{m^3},0758$	"	"	"	"	$0^m,1152$
0,2394	35°	0.5736	0,01331	0,01411		0,2742	"	"	"	"	$0^m,1555$
0,2736	40°	0.6428	0,01491	0,01565		0,3108	"	"	"	"	$0^m,2012$
0,3078	45°	0,7070	0,01639	0,01708		0,1474	$0^{m^3},1668$	"	"	"	$0^m,2518$
0.3420	50°	0,7660	0.01777	0,01838			0,3162	"	"	"	$0^m,3072$
0,3762	55°	0,8190	0,01900	0,01977			0,3444	"	"	"	$0^m.3667$
0,4104	60°	0,8660	0,02055	0,02078			0,0174	$0^{m^3},2739$	"	"	$0^m,4300$
0,4446	65°	0,9062	0,02102	0,02141				0,1663	$0^{m^3},0832$	"	$0^m,4965$
0,4788	70°	0,9396	0,02180	0,02210					0,1890	"	$0^m,5658$
0.5130	75°	0,9658	0,02241							0,0924	$0^m,6374$
				Sommes.	$0^{m^3},7840$	$0^{m^3},8082$	$0^{m^3},8448$	$0^{m^3},4402$	$0^{m^3},2722$	$0^{m^3},0924$	

moitié de la course et se refermerait suivant la même loi, pendant la seconde moitié.

Dans cette recherche, nous ne tiendrons pas compte de l'excédant de volume de vapeur à débiter, pour passer d'une tension à la suivante, provenant du mouvement propre du piston ; nous avons vu par les deux diagrammes *mpn*OBA*m* et *nux*OBA*m* de la (fig. 45) que, sous la vitesse de $1^m,40$, l'influence de cet excédant était assez faible pour que l'on pût le négliger sans grave inconvénient; de sorte que nous appliquerons tout simplement les chiffres de volumes à débiter pour passer d'une tension à une autre, consignés dans le tableau I, et les mêmes vitesses moyennes correspondantes.

Il n'y aura de changé aux conditions d'échappement représentées par le diagramme *mpn*OBA*m*, que : 1°, la condition de l'agrandissement progressif de l'orifice d'échappement dont la section de passage maxima, sera de $0^{m^2},0232$ comme précédemment ; 2°, la substitution du mouvement réel du piston, à la vitesse uniforme que nous avions admise dans le premier exemple. Nous admettrons de plus, que pour ouvrir et fermer l'orifice, on emploie la bielle et la manivelle représentées dans la fig. 44 par OB et BT.

Nous avons réuni, dans le tableau ci-contre tous les résultats de ces calculs dont nous allons exposer le mode d'exécution.

Au commencement de la course du piston (fig. 44), la manivelle de la glissière qui va commencer à découvrir la lumière d'échappement, occupe la position OR et la manivelle du piston, la position ON. Pour un angle a quelconque décrit par les deux manivelles avec une vitesse angulaire supposée uniforme, l'orifice de section totale S présentera une section égale à S. sin a, et le piston aura parcouru un chemin égal à $Ny = ON - Oy = ON\,(1 - \cos a)$. Une table de lignes trigométriques naturelles peut fournir directement les valeurs de $\sin a$ et de $1 - \cos a$.

Ainsi, par exemple, quand les manivelles ont décrit un angle de 5°, le piston qui fournit une course totale de $1^m,721$, a parcouru un chemin de

Dans ces conditions, la durée totale de la course sera de

$$\frac{1^{m},721}{1^{m},40} = 1'',23.$$

Enfin nous admettrons que, pour le cas d'échappement dans l'atmosphère qui nous occupe, la tension, après la *décharge principale,* s'abaisse à $1^{atm.},1$ et qu'elle conserve cette valeur pendant le reste de la course.

Si, malgré le mouvement du piston, on ne tenait aucun compte de la diminution de la capacité d'où la vapeur s'échappe, on aurait la loi de diminution de la tension qui est consignée dans notre premier tableau ; la décharge principale jusqu'à $1^{atm.},1$ aurait une durée de

$$0'',310 - 0'',041 = 0'',269,$$

et le piston, pendant cette décharge, serait arrivé de A en *y*, après avoir parcouru un chemin de

$$0'',269 \,.\, 1^{m},40 = 0,377.$$

Pendant toute cette première partie de la course, le piston a éprouvé une contrepression qui a varié d'une manière continue de $5^{atm.}$ à $1^{atm.},1$.

Nous avons tracé le diagramme de ce travail de contrepression, sur la figure où il est représenté par la surface *mpn*OBA*m* ; les distances à l'axe A*m*, des divers points de la courbe de détente *mn* qui correspond à la décharge principale, représentent les temps écoulés depuis le commencement de la course, et elles sont fournies par les valeurs consignées dans la dernière colonne de notre premier tableau.

Pour tracer ce diagramme, nous avons pris 100 millimètres pour représenter une seconde, et nous avons représenté la course AB par une longueur de 123 millimètres ; de sorte que AB représente à la fois, la course et la durée de cette course. Le diamètre du piston a été représenté par A*m* double de AB et nous avons choisi ce diamètre A*m* pour représenter $5^{atm.}$ qui est la tension initiale.

Pendant la durée de la décharge principale jusqu'à $1^{atm.},1$, qui est de $0'',269$, le volume de vapeur à $1^{atm.}$ qui s'est écoulé

dans l'atmosphère extérieure était, d'après notre tableau, de

$$3^{m^3},3296 - 0^{m^3},0932 = 3,2364 \text{ mètres cubes}$$

et la vitesse moyenne d'échappement v était de

$$0^{m^2},0232 \,.\, v \,.\, 0'',269 = 3^{m^3},2364 \,;$$

d'où $v = 518$ mètres par seconde.

Cette vitesse était la moyenne de vitesses extrêmement variables, comprises entre 735^m et 184^m par seconde et produites par des travaux à pression pleine et détente jusqu'à $1^{atm.}$, depuis la tension initiale de $5^{atm.}$ jusqu'à la tension finale de $1^{atm.},1$ dans le cylindre.

Si nous voulons, maintenant, tenir compte du mouvement du piston qui augmente dans une certaine mesure la quantité de vapeur qui doit s'échapper pour que la tension, dans le cylindre, s'abaisse de $5^{atm.}$ à $1^{atm.},1$, d'où résultera une augmentation dans la durée de la décharge principale, nous appliquerons à la recherche de l'influence de ce mouvement, les considérations suivantes :

Dans ce second cas d'évacuation, la vapeur passe, comme précédemment, par toutes les tensions intermédiaires entre $5^{atm.}$ et $1^{atm.},1$, et la vitesse d'échappement, sous chacune de ces tensions successives, conserve la même valeur que lorsque la capacité d'où s'échappe la vapeur, est invariable ; nous pouvons donc admettre, sans risquer de commettre une trop grosse erreur, que la vitesse moyenne d'évacuation du cylindre dont la capacité décroît, est la même que si ce cylindre avait conservé sa capacité initiale. Dans le cas qui nous occupe, cette vitesse moyenne d'échappement de la vapeur ramenée à $1^{atm.}$, est de 518^m par seconde.

En désignant par t la nouvelle durée de la décharge principale, le volume engendré par le piston pendant cette décharge, sera égal à

$$0^{m^2},581 \,.\, 1^m40 \,.\, t = 0^{m^3},8134 \,.\, t.$$

Comme, à la fin de cette période, il reste dans le cylindre, de la vapeur à $1^{atm.}$, et comme, à la même époque, il serait resté 1^{m^3} de cette vapeur à $1^{atm.},1$ si le piston était resté dans sa position initiale, il est clair que la quantité de vapeur qui

La fraction de ce volume qui s'échappera à la fin de la période de 25° à 30°, sera donc de

$$0^{m^3},01160 \,.\, 644^m \,.\, 0'',011 = 0^{m^3},0758 \,.$$

Nous avons inscrit ce volume, dans la colonne 7, sur la même ligne que le volume $0^{m^3},1759$, parce qu'ils ont été débités tous les deux dans la même période de 25° à 30°.

Le surplus du tableau est formé suivant la même convention et nous avons inséré dans les colonnes 7, 8, 9, 10 et 11, les résultats de ces calculs relatifs au passage d'une tension à la suivante ; ces chutes de tension sont inscrites en tête des colonnes.

La durée totale de l'échappement principal jusqu'à $1^{atm.},1$, est donc d'environ $0'',5130$ et le piston a parcouru, à la fin de cet échappement, un chemin de $0^m,6374$.

Pour tracer la courbe des tensions en chacun des points de la course du piston, pendant cette période, nous avons représenté la durée totale de la course, $1'',23$, par AB (fig. 45); puis nous avons porté sur AB les durées successives des périodes de $5^{atm.}$ à $4^{atm.}$, de $4^{atm.}$ à $3^{atm.}$, et ainsi de suite en élevant sur cette ligne AB des perpendiculaires aux points de division; les points d'intersection de ces perpendiculaires avec les lignes qui indiquent les pressions, ont fourni les différents points de la courbe.

Nous avons obtenu ainsi la courbe $m\,p'\,q'\,s'$; de sorte que le travail de contrepression du piston, pendant toute la course, est représenté par le diagramme $m\,p'\,q'\,s'$ OBAm construit sur les mêmes bases que les autres diagrammes tracés sur la figure, et que l'on peut tirer de ces diagrammes superposés, une idée assez nette de l'influence des diverses conditions de fonctionnement du piston, que nous avons successivement adoptées. Il est vrai que ce ne sont que des approximations assez grossières, surtout à cause de l'ignorance où nous sommes du rapport exact qui existe entre la théorie et la pratique, mais il est certain que les phénomènes pratiques varient comme les phénomènes théoriques et si l'on ne trouve pas là, la vraie mesure des premiers, on y trouve au moins une appréciation de leur loi de variation dans les circonstances indiquées.

Une fois que la période d'échappement principal est terminée et que la tension s'est abaissée jusqu'à la limite qui ne produit plus que la vitesse d'introduction dans le milieu extérieur, nécessaire pour débiter le volume correspondant au volume engendré par le piston, cette tension demeure constante pendant tout le reste de la course, lorsque la section de l'orifice d'échappement est réglée par glissière qu'une manivelle ou un excentrique met en mouvement; parce que, dans ce cas, la section de passage est toujours exactement proportionnée à la vitesse du piston, selon que nous l'avons démontré précédemment.

Il n'en est pas de même lorsque l'ouverture de décharge est invariable pendant toute la course; dans ce cas, la tension, pendant la seconde partie de l'échappement, peut augmenter un peu lorsque la vitesse du piston devient plus grande qu'elle ne l'était à la fin de la période d'échappement principal, et diminuer encore lorsque la vitesse de ce piston devient plus petite qu'elle ne l'était à cette époque; c'est-à-dire à la fin de la course.

Nous avons appliqué la même méthode approximative de détermination de la pression de la vapeur et du travail de contrepression pendant l'échappement, à la machine fonctionnant sous une tension initiale de $2^{atm.}$ du côté de l'échappement et déchargeant sa vapeur dans un condenseur où règne une tension constante de $0^{atm.}1$, et nous avons admis l'hypothèse où la période d'échappement principal s'arrêterait à la tension de $0^{atm.},20$, cette dernière tension devant se maintenir jusqu'à la fin de la course du piston ; l'orifice de décharge est supposé avoir une section constante de $0^{m^2},0232$ pendant toute cette course.

La courbe *Cmx* (fig. 46) a été tracée avec les données consignées dans le tableau N, et dans l'hypothèse où l'on ne tiendrait pas compte de l'excédant de vapeur à débiter provenant du mouvement du piston auquel nous avons supposé la vitesse uniforme de $1^m,40$ par seconde.

La courbe *Cny* a été tracée dans la supposition que le piston

possède cette vitesse de $1^{m},40$ invariable pendant toute la course et en tenant compte de l'excédant de vapeur à débiter par suite de ce mouvement du piston.

La courbe COD a été tracée dans l'hypothèse où la course du piston s'effectuerait assez rapidement pour que la tension ne se fût abaissée jusqu'à $0^{atm.},20$ qu'à l'instant où cette course s'achève.

Dans les deux premiers tracés, AB représente, à la fois, la course de $1^{m},721$ et la durée de cette course qui est de $1'',23$, comme dans l'exemple précédent, et CA la pression initiale de $2^{atm.}$.

Dans le dernier, AB représente la course et le temps nécessaire pour que la tension s'abaisse à $0^{atm.},20$ à la fin de cette course.

Ce temps a été déterminé de la manière suivante :

D'après le tableau N, le volume de vapeur à $0^{atm.},1$ qu'il faudrait évacuer pendant la décharge principale, pour abaisser la tension intérieure à $0^{atm.},20$, serait de $13^{m^3},9142 - 0^{m^3},9066 = 13^{3},0076$, si le piston restait immobile, et la durée de cette évacuation serait de $0'',73$.

La vitesse moyenne d'échappement V par l'orifice de $0^{m^2},0232$, a donc été de

$$V \,.\, 0^{m^2},0232 \,.\, 0'',73 = 13^{m^3},0076 ; \text{ d'où } V = 768^{m} \text{ par seconde.}$$

On peut admettre que la vapeur aura la même vitesse moyenne d'échappement, lorsque, par suite du mouvement du piston, il faudra débiter 1 mètre cube de vapeur à $0^{atm.},20$, de plus, puisque la tension intérieure passera par toutes les mêmes valeurs.

Or ce mètre cube de vapeur à $0^{atm.},20$ pèse $0^{kil.},1326$ et comme il se débite sous la tension de $0^{atm.},1$ à laquelle le kil. occupe un volume de $14^{m^3},55$, le volume de ces $0^{kil.},1326$ sera de

$$14^{m^3},55 \,.\, 0^{kil.},1326 = 1^{m^3},929.$$

Il faudra donc qu'il s'échappe $13^{m^3},0076 + 1^{m^3},929 = 14^{m^3},937$ de vapeur à $0^{atm.},1$ pendant la durée totale de la course pour que la tension intérieure s'abaisse à $0^{atm.},20$ à la fin de cette course.

La durée t de cette course sera fournie par l'équation

$$t \,.\, 0^{m^3},0235 \,.\, 768^m = 14^{m^3},937$$

d'où $$t = 0'',838.$$

Cette durée équivaut à une vitesse moyenne du piston, égale à

$$\frac{1^m,721}{0'',838} = 2^m,05 \text{ par seconde.}$$

Pour trouver les différents points de la courbe de contrepression du piston, on peut remarquer que la durée de l'échappement principal étant de $0'',73$ quand le piston est immobile, et de $0'',838$ quand cet échappement a une durée égale à celle de la course, le rapport de ces durées est de $\frac{0,838}{0,73} = 1,15$. Les volumes à débiter dans les deux cas, sont aussi dans le même rapport $\frac{14^{m^3},937}{13^{m^3},0076} = 1,15$.

Toutes les ordonnées correspondantes aux tensions successives, comptées à partir du piston dans le cas d'immobilité de ce piston, devraient donc être agrandies dans le rapport de 1 à 1,15 pour la courbe que nous cherchons. Ainsi, par exemple, nous trouvons dans le tableau N, que pour passer de $2^{atm.}$ à $1^{atm.}$, il faut $0'',334$; donc, dans le cas particulier qui nous occupe, il faudra, pour passer de $2^{atm.}$ à $1^{atm.}$,

$$0'',334 \,.\, 1,15 = 0'',3841,$$

et la longueur de course AB représentant en même temps la durée de cette course qui est de $0'',838$, le chemin parcouru par le piston au moment où la tension sera devenue de $1^{atm.}$, sera de

$$AB \frac{0'',3841}{0'',838} = 0,46 \,.\, AB.$$

Le point O de la courbe a donc pour ordonnées : OK qui représente $1^{atm.}$ et EO qui est égal à 0,46 . AB.

Les autres points ont été déterminés à l'aide de la même méthode.

On voit, par cette étude approximative des contrepressions des pistons pendant la marche des machines, que le dégagement de la vapeur se fait plus lentement dans un condenseur que dans l'atmosphère et qu'en général, et toutes choses égales

d'ailleurs, les pistons doivent fonctionner plus lentement dans les machines à condensation que dans les machines sans condensation, qnand on veut obtenir un bon échappement, c'est-à-dire un faible travail résistant de contrepression du piston.

Il faut observer cependant que, toutes choses restant égales, ce ralentissement dans l'évacuation des machines à condensation, ne concerne que la décharge principale dont la durée est généralement bien inférieure à celle de la course entière et que, dans ces machines, la tension de contrepression s'abaissant beaucoup plus bas que dans les autres, pendant la période qui suit l'instant où cette tension est descendue à sa limite inférieure, il n'en est pas moins vrai que le travail moyen de contrepression y soit bien plus faible que dans les machines sans condensation et qu'il y ait grand bénéfice à condenser la vapeur à l'échappement.

Il ressort aussi très clairement, de cette étude, qu'à moins d'agrandir considérablement les ouvertures d'échappement, les travaux de contrepression croissent assez rapidement avec les vitesses des pistons et qu'au point de vue de l'effet utile, les vitesses moyennes de 1^m à $1^m,50$ par seconde et les grandes ouvertures d'échappement, constituent les meilleures conditions possibles de fonctionnement.

Nos diagrammes mettent aussi en évidence, la convenance, au point de vue du travail de la contrepression, d'abaisser le plus que possible la tension de la vapeur dans la limite où elle devient à peu près constante pendant l'échappement, avant de commencer cet échappement. En effet, si dans l'exemple de décharge dans un condenseur, auquel correspond la figure 46, dans laquelle C*ny* représente la courbe des tensions lorsque l'on tient compte du mouvement du piston sous la vitesse de $1^m,40$, si, dans cet exemple disons-nous, la tension, au début de la course du piston, n'était que de $1^{atm.}$ au lieu de $2^{atm.}$, il n'y aurait, pour représenter la loi de détente pendant l'échappement principal, que la partie *ny* de cette courbe ; de sorte qu'en reportant cette partie de courbe au commencement de la course, en EF, le diagramme complet du travail de contrepression pendant toute la course, serait représenté par

EFDBAE, surface évidemment beaucoup moins considérable que C*ny*DBAC. Au point de vue de la contrepression et indépendamment de toutes les autres considérations qui conduisent à la même conséquence générale, il est donc très avantageux de pousser la détente de la vapeur, avant son échappement, jusqu'à la limite la plus voisine que possible de la tension au-dessous de laquelle elle ne peut descendre pendant cet échappement.

Considérons maintenant deux cylindres de même section (fig. 47), dont les orifices d'échappement sont égaux et dont l'un, AFDE, contient un piston ayant une course double de celle du piston qui se meut dans le second cylindre AGHE. Supposons que les espaces nuisibles sont nuls, que les deux pistons possèdent la même vitesse par seconde et qu'au début de la décharge de vapeur dans l'atmosphère, la tension dans ces deux cylindres soit de 5 atmosphères absolues.

Dans le grand cylindre, la courbe des tensions correspondantes aux positions successives du piston, pourra être tracée par la méthode que nous avons indiquée, en tenant compte du mouvement propre de ce piston.

Nous supposerons que cette courbe tracée suivant ces règles est la ligne A*nm*B après laquelle la tension reste à peu près constante et un peu supérieure à $1^{atm.}$

Dans le petit cylindre, si l'on néglige pour un instant le mouvement propre des deux pistons, le volume de vapeur à évacuer pendant la décharge principale, ne sera que la moitié de ce qu'il est dans le grand ; de sorte que pour passer d'une tension à la suivante, par exemple de $5^{atm.}$ à $4^{atm.}$, il suffira qu'il s'échappe du petit la moitié de la vapeur qui doit s'échapper du grand. Comme les orifices ont la même section et que la vitesse moyenne d'échappement reste la même dans les deux cas, il est clair qu'il faudra moitié moins de temps pour passer de $5^{atm.}$ à $4^{atm.}$ dans le petit que dans le grand. Il en sera de même pour les abaissements de tension suivants, et la décharge principale durera moitié moins dans le premier que dans le second.

Si l'on veut tenir compte du mouvement propre des pistons que l'on peut, sans grave erreur, considérer comme uniforme, il est clair que l'excédant de vapeur à chasser des cylindres par suite de ce mouvement, sera le même dans le petit que dans le grand, pour passer d'une tension à la suivante, puisque les pistons ont la même vitesse; mais comme nous l'avons vu dans les deux exemples auxquels correspondent les figures 45 et 46 et lorsque ces vitesses ne dépassent pas $1^m,40$ par seconde, les accroissements de durée du passage d'une tension à la suivante, par suite du mouvement des pistons, ne sont pas assez considérables pour que l'on commette une bien grave erreur en les supposant égaux dans les deux cylindres.

On voit, d'après cela, que si la courbe des tensions dans le grand cylindre est représentée par la ligne A*nm*B, la courbe des tensions pendant l'échappement principal, dans le petit cylindre, sera représentée par la ligne A*n'm'*B' dont les ordonnées relativement à l'axe des chemins parcourus par le piston, AE, seront un peu plus de moitié des ordonnées de l'autre courbe, relativement au même axe. Donc, *dans les deux cylindres, et pour les faibles vitesses de pistons, on retrouve approximativement, pendant l'échappement principal, la même tension lorsque le piston a parcouru la même fraction de sa course totale; cette fraction est seulement un peu plus grande pour la course la plus petite.*

Il est évident que la même loi est applicable à tous les rapports de la course au diamètre que l'on voudra adopter pour des cylindres de même diamètre et dans lesquels la vitesse du piston est aussi la même, ce qui correspond à des machines de même puissance faisant des nombres de révolutions différents, par minute.

On peut encore observer que, en vertu de cette loi d'échappement, le travail résistant de la contre-pression, représenté par le diagramme A*nm*BCDEA dans le grand cylindre, est très peu plus petit que la somme des travaux représentés par les deux diagrammes égaux A*n'm'*B'CDEA et G*n''m''*B''CDHG qui correspondent à deux courses dans le petit cylindre ; et comme, sous la même vitesse, le travail moteur d'une course dans le grand

cylindre équivaut au travail moteur de deux courses, dans le petit, il en résulte qu'il est presqu'indifférent, au point de vue du travail de contrepression, et dans le cas de faibles vitesses de pistons, d'utiliser la vapeur dans l'un ou l'autre des deux cylindres et que l'on peut, en appliquant le même raisonnement au cas d'une longueur de course quelconque, en tirer la même conclusion, pourvu que le diamètre du cylindre et la section de l'orifice de décharge restent les mêmes. Ce sont surtout des considérations pratiques qui font préférer les longues courses aux petites, toutes les fois qu'elles sont possibles.

Si, en modifiant encore les conditions d'échappement, nous considérons deux cylindres dont l'un a le diamètre et la course du piston doubles de la course du piston et du diamètre de l'autre, tels que la fig. 48 les représente, et si nous supposons que la vitesse des deux pistons, par seconde, soit la même, que les sections d'orifices d'échappement soient la même fraction de la section des pistons correspondants, et que les deux cylindres soient pleins de vapeur à $5^{atm.}$, nous trouvons que, d'après les dimensions adoptées pour ces deux cylindres, le grand contient 8 fois plus de vapeur à évacuer que le petit et s'ils avaient, tous les deux, des orifices d'échappement de même section, il faudrait 8 fois moins de temps pour abaisser la tension intérieure, de la même quantité, dans le petit que dans le grand. Mais la section du petit piston n'est que le quart de la section du grand, ce qui fait que l'orifice d'échappement du petit cylindre n'a qu'une section égale au quart de la section de l'orifice du grand. Sous ce point de vue, le temps nécessaire pour abaisser la tension d'une certaine quantité, dans le petit cylindre, se trouve quatre fois plus grand que si son orifice d'échappement eût été égal à celui du grand cylindre ; ce qui signifie que ce temps est égal à $\frac{1}{8} \times 4 = 0,5$, ou la moitié du temps nécessaire pour produire cet abaissement de tension dans le grand.

En admettant que la ligne ABCDE représente la loi de variation de la tension dans le grand cylindre pendant l'échap-

pement principal, la ligne A'B'C'D'E' qui représentera cette loi dans le petit cylindre, se tracera en prenant les ordonnées G'x', $x'y'$, $y'z'$, $z'o'$ égales à la moitié des ordonnées correspondantes aux mêmes tensions, Gx, xy, yz, zo, dans le grand cylindre. Nous avons pris, dans le tracé de ces deux courbes, les diamètres des cylindres respectifs, pour représenter $5^{atm.}$

De la simple inspection des deux diagrammes, on peut conclure que les abaissements égaux de tension, se produisant deux fois plus vite dans le petit cylindre que dans le grand, le petit piston, pour un même abaissement, ne parcourra que la moitié du chemin parcouru par le grand, puisqu'ils ont même vitesse, et qu'à la fin de l'échappement principal, les deux pistons auront parcouru la même fraction de leur course entière.

On peut appliquer le même raisonnement à tous les rapports de course et de diamètre et en tirer la conclusion générale qui suit :

Dans les machines de toutes puissances et de toutes dimensions, qui contiennent avant l'échappement, de la vapeur à la même tension, pour la déverser dans un même milieu, condenseur ou atmosphère, dont les pistons ont la même vitesse moyenne et dont les orifices d'échappement ont des sections qui sont la même fraction des sections de pistons correspondants et se découvrent entièrement dès le début de l'échappement principal, dans toutes ces machines, disons-nous, cet échappement principal s'effectue pendant la même fraction de la course totale de chaque piston, et les travaux résistants de contrepression sont proportionnels aux volumes engendrés par ces pistons, en une course.

On peut encore se convaincre de l'exactitude de cette dernière partie du principe, en comparant les deux diagrammes de la figure 48.

En deux points semblablement situés sur ces deux diagrammes, la tension absolue de la vapeur, contre les pistons, est la même par unité de surface, ce qui fait que la pression totale, sur le grand, est quadruple de la pression sur le petit. Ce phénomène se reproduisant en tous les points de la course semblablement situés, et la course totale du petit n'étant que la moitié

de la course totale du grand, il est clair que le travail de contrepression contre le petit piston ne sera que $\frac{1}{8}$ de ce travail résistant contre le grand. C'est le même rapport que celui des deux capacités et l'on peut appliquer le même raisonnement à tout autre rapport des volumes engendrés par les pistons.

On voit, d'après cela, qu'il y a, pour améliorer les conditions de fonctionnement d'une machine, au point de vue de la contrepression, plusieurs procédés qui sont : l'agrandissement de l'ouverture d'échappement entièrement découverte dès le début de la décharge, le ralentissement de la vitesse du piston, l'abaissement de tension du milieu dans lequel se font la décharge et l'abaissement de tension avant la décharge, c'est-à-dire la détente la plus prolongée que possible avant l'échappement. Il est clair qu'il faut également atténuer dans la mesure du possible, les résistances entre le cylindre et le milieu dans lequel se fait cet échappement.

Renseignements pratiques sur la contrepression des pistons.

Tous les résultats auxquels nous sommes arrivés, dans l'article précédent, concernant la loi de détente à l'échappement et la contrepression des pistons, sont purement théoriques et reposent entièrement sur les idées nouvelles relatives à l'écoulement des fluides. De plus, elles supposent que l'échappement se fait librement, sans que la vapeur rencontre d'autre résistance que celle du milieu dans lequel elle pénètre. L'ancienne théorie qui admettait que les fluides, en traversant l'orifice de sortie, conservaient la densité qu'ils posssédaient dans la capacité d'où ils s'échappaient, conduisait à une loi d'abaissement de tension dans cette capacité, plus rapide que la seconde et, par suite, à un moindre travail de contrepression pendant l'échappement.

Quoique l'expérience n'ait pas encore été suffisamment consultée à ce sujet, le bon sens et quelques observations directes semblent donner raison à la nouvelle théorie, dans une très large mesure et c'est, bien certainement, sur elle qu'il faut

s'appuyer aujourd'hui quand on veut éviter de graves mécomptes.

Il reste maintenant à déterminer le rapport qui peut exister entre les résultats théoriques que nous avons exposés et les résultats que l'on obtient dans la marche effective des machines.

L'échappement, dans ces machines, ne s'effectue pas sans obstacles particuliers au mouvement, venant s'ajouter à la résistance du milieu dans lequel pénètre la vapeur. A la suite de l'orifice d'échappement, se trouve généralement un conduit plus ou moins long, d'allures assez capricieuses, présentant parfois des étranglements, presque toujours des changements brusques de direction, et plus ou moins large. Il résulte du mouvement de la vapeur dans ce conduit, des résistances supplémentaires à ce mouvement, d'autant plus considérables, qu'il est plus long, plus étroit, et plus contourné. On rencontre dans la variété presqu'infinie, de la nature de ce conduit, un obstacle presque insurmontable à une appréciation bien exacte de son influence sur la rapidité d'abaissement de la contrepression des pistons, et l'on n'a pu arriver qu'à des approximations assez grossières dans la détermination du rapport qui peut exister entre la contrepression pratique et la contrepression théorique dans des circonstances assignées d'avance.

Ce que l'expérience a démontré le plus nettement, c'est l'accord général qui existe entre la pratique et la théorie, au sujet de l'influence des orifices entièrement découverts dès le début de l'échappement et des orifices qui ne se découvrent que progressivement, de l'influence de la grandeur de ces orifices, de celle de la vitesse des pistons et des conduits de décharge plus ou moins développés et plus ou moins larges. La contrepression subit, sous ces influences multiples, toutes les variations qu'indique la théorie, mais l'expérience n'en donne pas la mesure exacte et il faut se contenter d'approximations qui s'écartent plus ou moins de la réalité.

De plus, les praticiens, pour simplifier les calculs à l'aide desquels ils déterminent les dimensions des machines qu'ils ont à construire pour une puissance déterminée, évaluent le travail de la contrepression comme s'il s'effectuait sous tension

constante et sans tenir compte à part, du travail de cette contrepression pendant la décharge principale d'abord, puis pendant la période de travail résistant à peu près uniforme qui suit cette décharge principale.

Pour cela, ils consultent les diagrammes relevés à l'aide de l'indicateur de Watt, sur des machines en marche, fonctionnant dans des conditions à peu près semblables aux conditions de fonctionnement de la machine qu'ils ont à construire ; puis ils évaluent directement, sur ces diagrammes, le travail total de contrepression et le considèrent comme effectué sous une tension constante qui, multipliée par la course du piston, fournirait un travail égal à celui qu'accusent les diagrammes sous tension variable. En un mot, ils cherchent, par ce procédé, à déterminer la tension constante sous laquelle le piston de la machine à construire aurait à effectuer un travail d'expulsion égal à celui qu'il aura à effectuer, sous la contrepression variable qui est inséparable de tout procédé d'évacuation du cylindre moteur.

Ces évaluations empiriques étant faites ainsi dans des conditions bien déterminées de vitesse de piston, de longueur et de diamètre de ce piston, de nature de conduit d'échappement, de nature et de section des orifices de décharge relativement à la section du piston, ils augmentent, plus ou moins, le chiffre de la contrepression moyenne lorsque les conditions d'échappement doivent être aggravées et nous avons montré dans quelles circonstances il y avait aggravation, et ils le diminuent un peu, lorsque ces conditions d'échappement doivent être améliorées dans la nouvelle machine, comparativement à celles des machines sur lesquelles les diagrammes ont été relevés.

Pour éviter tout mécompte, ils ont soin de faire la part assez forte à ce travail résistant et ils adoptent généralement pour leurs calculs, une contrepression moyenne que la contrepression effective moyenne n'atteindra probablement pas. Cette prudence est, du reste, nécessaire dans toutes les évaluations qui concernent les machines à vapeur, dont les effets généraux sont dépendants d'un très grand nombre d'influences diverses dont la théorie ne pourrait tenir compte sans rencon-

trer des difficultés de calcul, inextricables, et dont un certain nombre sont encore fort incomplètement appréciées.

Nous indiquons ci-dessous les valeurs de ces contrepressions moyennes adoptées par un grand nombre de constructeurs dans des conditions déterminées.

Tension de la vapeur à l'instant où finit la course du piston.	Vitesse moyenne du piston, par seconde.	Contrepression moyenne lorsque la vapeur s'échappe dans l'atmosphère.	Contrepression moyenne lorsque la vapeur s'échappe dans un condenseur.
	2^m	$1^{atm.},50$	$0^{atm.},40$
$4^{atm.}$	$1^m,50$	$1^{atm.},40$	$0^{atm.},35$
	1^m	$1^{atm.},30$	$0^{atm.},30$
	2^m	$1^{atm.},40$	$0^{atm.},36$
$3^{atm.}$	$1^m,50$	$1^{atm.},32$	$0^{atm.},32$
	1^m	$1^{atm.},25$	$0^{atm.},28$
	2^m	$1^{atm.},30$	$0^{atm.},33$
$2^{atm.}$	$1^m,50$	$1^{atm.},22$	$0^{atm.},28$
	1^m	$1^{atm.},15$	$0^{atm.},23$
	2^m	"	$0^{atm.},30$
$1^{atm.}$	$1^m,50$	"	$0^{atm.},25$
	1^m	"	$0^{atm.},20$
	2^m	"	$0^{atm.},28$
$0^{atm.},75$	$1^m,50$	"	$0^{atm.},23$
	1^m	"	$0^{atm.},19$
	2^m	"	$0^{atm.},25$
$0^{atm.},50$	$1^m,50$	"	$0^{atm.},21$
	1^m	"	$0^{atm.},18$

Ces valeurs de la contrepression moyenne ont été déterminées, partie par l'expérience directe, en évaluant sur des diagrammes le travail de contrepression, et partie, par intercalation ; elles sont relatives à des orifices d'échappement d'au

moins $\frac{1}{25}$ à $\frac{1}{20}$ de la section des pistons et qui se découvrent rapidement dès le début de la décharge.

Il faudrait les augmenter, si les orifices d'échappement étaient plus petits ou si les conduits qui établissent la communication entre le cylindre et l'atmosphère ou le condenseur, étaient exceptionnellement longs, étranglés ou d'un petit diamètre. Il faut, autant que possible, les faire courts, non contournés et d'un grand diamètre.

Dans les machines locomotives, dont le piston est ordinairement animé d'une vitesse considérable, la contrepression dépasse souvent 2atm. malgré la grande section des orifices d'échappement, section qui s'élève parfois à $\frac{1}{9}$ de la section des pistons ; mais dans ces machines, l'échappement se ferme ordinairement bien avant la fin de la course, pour des motifs qui seront exposés plus loin.

DISTRIBUTION DE LA VAPEUR DANS LES MACHINES.

Nous n'avons pas l'intention d'aborder, dans cet ouvrage, l'étude des dispositions mécaniques si variées, à l'aide desquelles la vapeur est admise tantôt d'un côté des pistons, tantôt de l'autre, puis se trouve ensuite rejetée, tantôt dans l'atmosphère, tantôt dans un condenseur, après qu'elle a transmis une certaine quantité de travail à ces pistons. Cette étude comporterait à elle seule un important ouvrage, vu l'infinie variété des organes de distribution qui sont appliqués aujourd'hui et des transmissions de mouvement à l'aide desquelles ils sont manœuvrés. Le lecteur pourra trouver dans les ouvrages que nous citons au bas de cette page[1], tous les renseignements qu'il pourra désirer sur cette question, ainsi que les divers tracés

---

1. ZEUNER ; SPINEUX ; ARMENGAUD, *Traité des machines à vapeur* ; COSTE et MANIQUET, *Traité de distribution de la vapeur* ; LEDIEU, *Machines marines* ; GOUCHE, *Ouvrage sur les chemins de fer* : FRÉMINVILLE, *Machines à vapeur*.

géométriques à l'aide desquels on peut se rendre compte, bien exactement, des positions occupées par les organes de distribution de la vapeur pour chacun des points de la course des pistons, ainsi que des modifications à apporter dans les positions relatives des pièces de communication de mouvement pour obtenir, dans le mode de fonctionnement de ces organes distributeurs, les modifications que l'on aura jugées utiles à la bonne utilisation de la vapeur.

Nous nous contenterons d'exposer les conditions principales auxquelles ces appareils de distribution doivent satisfaire, pour recueillir la plus grande fraction possible du travail que la vapeur dépensée est susceptible de produire, en laissant aux constructeurs le soin d'organiser leurs appareils de distribution de façon à satisfaire le plus complètement que possible, à ces conditions.

Admission de la vapeur dans le cylindre moteur.

Comme nous l'avons vu, dans l'article précédent qui concerne le mouvement de la vapeur dans les machines, la perte de tension de la vapeur, en passant de la chapelle de distribution, dans le cylindre, est très faible théoriquement, même lorsque l'orifice d'admission ne commence à se découvrir qu'à l'instant où le piston commence sa course.

Avec des orifices dont la section est d'environ $\frac{1}{25}$ de la section du piston et une vitesse moyenne de ce piston égale à $1^m,50$ et même 2^m par seconde, la perte théorique de tension n'est que d'une petite fraction d'atmosphère. Dans les applications, la perte est naturellement un peu plus considérable, mais elle reste, néanmoins, très faible, et comme il est, presque toujours, possible de produire la vapeur dans la chaudière à une tension un peu plus élevée que celle dont on a besoin dans le cylindre, on peut toujours obtenir cette dernière, même avec des orifices d'admission plus petits que ceux que l'on emploie ordinairement. Il résulte même de cette perte de tension à l'admission,

comme nous l'avons démontré, une petite surchauffe de la vapeur qui diminue, dans une faible mesure il est vrai, la condensation qui se produit pendant cette admission, par suite du contact de la vapeur avec les parois du cylindre et avec la surface du piston, refroidies pendant la période de décharge qui a précédé l'admission.

On pourrait donc, sans dommage, adopter des ouvertures d'admission plus petites que celles que l'on emploie ordinairement, lorsque la vitesse moyenne du piston n'est pas très considérable et lorsque ces ouvertures ne doivent pas servir en même temps pour l'échappement.

Dans les machines ordinaires, où les orifices d'admission ont des dimensions qui s'écartent peu de celles que nous avons indiquées ci-dessus, la perte effective de tension à l'admission, ne dépasse presque jamais 0,2 d'atmosphère et elle est très fréquemment inférieure à ce chiffre ; par exemple, lorsque ces orifices s'ouvrent entièrement dès le début de la course du piston, ce qui est le cas des soupapes, ou lorsque les orifices qui, par leur nature, ne doivent se découvrir que progressivement, ont commencé à se découvrir avant que le piston recommence sa course.

Dans tous les cas et pour éviter les mécomptes, un constructeur peut compter à priori, pour le calcul de ses machines, sur une perte de tension égale à $0^{atm.}2$.

Les pertes de tension se constatent souvent de la chaudière au cylindre et alors on peut les trouver beaucoup plus considérables que celle que nous venons d'indiquer; mais cela tient alors à la résistance propre de la conduite qui établit la communication entre les deux capacités et à une condensation plus ou moins forte qui se produit dans cette conduite. Lorsqu'elle est longue, étroite, exposée aux intempéries de l'air, elle offre une grande résistance au mouvement et amène la condensation d'une partie considérable de la vapeur qui vient de la chaudière ; ainsi, par exemple, dans les essais qui ont été faits pour conduire la vapeur de la surface au fond des puits de mines, afin de faire fonctionner des machines motrices dans les travaux d'exploitation, les pertes de vapeur par la condensation

ont été énormes et les pertes de tension entre les chaudières et les machines se sont élevées à plusieurs atmosphères, au point que l'on a généralement renoncé à ce moyen d'éviter l'établissement des chaudières au bas des puits.

Toutes les fois que l'on constate, dans les applications, une différence considérable de tension entre les chaudières et les machines motrices, c'est toujours aux résistances et au refroidissement de la conduite qui met ces capacités en communication, que sont dues ces pertes de tension ; la hauteur génératrice de la vitesse d'introduction directe dans les cylindres, n'y entre que pour une faible part, au moins quand les orifices d'admission et les petites parties de conduits par lesquelles la vapeur arrive de l'organe distributeur, aux cylindres, ne sont pas beaucoup trop étroits et que la distribution est bien réglée.

Avec des orifices d'admission de $\frac{1}{22}$ à $\frac{1}{28}$ de la tension des pistons et une vitesse de ceux-ci, égale $1^m,50$ en moyenne, on ne doit perdre moyennement qu'environ $\frac{2}{10}$ d'atmosphère entre la chapelle de distribution et les cylindres, comme nous l'avons dit ci-dessus. Quand la vapeur est surchauffée, ce qui diminue sa densité, cette perte de tension peut encore être amoindrie.

Dans la plupart de nos machines pourvues d'un tuyau de communication assez court entre les chaudières et les chapelles de distribution, la résistance du tuyau s'ajoutant à la perte de tension à l'introduction, la différence totale des tensions entre les chaudières et les cylindres, s'élève moyennement à $\frac{1}{3}$ d'atmosphère environ. Les constructeurs peuvent admettre cette perte de pression dans les calculs de machines, et dans l'établissement de la communication de mouvement à l'organe distributeur, ils donnent un peu d'avance à l'admission, c'est-à-dire qu'ils disposent cette communication de mouvement de façon que l'orifice d'admission se découvre un peu avant que le piston arrive à la fin de la course qui va se reproduire en sens inverse. Ce n'est pas que cette légère avance soit fort utile, théoriquement, et dans l'hypothèse où le

début de l'admission coïnciderait exactement avec le commencement de la course, mais les transmissions de mouvement, par suite du resserrement des assemblages et d'une légère flexion des organes communicateurs, n'amènent jamais l'organe distributeur exactement dans la position qu'il devrait occuper à un instant déterminé, d'après le tracé géométrique de ces organes communicateurs; il y a toujours un léger retard dans la position de l'organe distributeur, et si l'on dispose les premiers pour commencer l'admission avant l'instant où elle devient indispensable, c'est bien plutôt pour éviter un retard à cette admission que pour obtenir une avance effective. Un retard produirait le grave inconvénient d'engendrer un vide partiel du côté du piston qui doit recevoir l'action motrice de la vapeur, à l'instant où il éprouve le maximum de la contre-pression d'échappement; d'où résulterait une résistance momentanée au mouvement de ce piston, qui pourrait devenir considérable si le retard se prolongeait. Une semblable condition de marche produirait une espèce de choc au début de chaque course et deviendrait une cause de vibrations et de détérioration des parties principales de la machine, en même temps qu'elle nuirait à la régularité du mouvement. Nous avons pu constater nous mêmes, en plusieurs circonstances, ces effets très fâcheux d'un retard à l'admission un peu prolongé.

Échappement de la vapeur.

Si, pour l'admission, il n'est pas indispensable que les orifices de passage de la vapeur, aient une grande section, il en est tout autrement pour l'échappement de cette vapeur après qu'elle a transmis son travail au piston. Comme la tension qu'elle conserve dans le cylindre pendant la période d'échappement, constitue une résistance passive au mouvement de ce piston et diminue la quantité effective de travail moteur qui lui est transmis, il importe au plus haut degré d'atténuer cette résistance dans la mesure du possible; c'est uniquement dans ce but que la condensation a été imaginée. Les orifices d'échap-

pement doivent donc présenter une grande section qui se découvre le plus rapidement que possible dès le début de la décharge et les bouts de conduits par lesquels la vapeur arrive, soit dans l'atmosphère extérieure, soit dans le condenseur, doivent avoir également la plus grande section possible et présenter le minimum de longueur compatible avec la disposition de l'ensemble général de l'appareil.

Au point de vue de l'échappement, les soupapes qui s'ouvrent brusquement sont préférables aux tiroirs qui ne s'ouvrent que progressivement sous l'action d'un excentrique circulaire et d'une bielle.

C'est en vertu de ces considérations, qu'un bon nombre de constructeurs adoptent aujourd'hui des appareils de distribution dans lesquels l'admission et l'échappement s'effectuent par des ouvertures de grandeurs différentes, les plus larges étant destinées à l'échappement et placées dans des positions telles que la vapeur entraîne facilement avec elle, les eaux provenant de la condensation dans le cylindre ou emportées directement des chaudières, et les matières solides provenant de graisses durcies et parfois de particules sablonneuses apportées par la vapeur, dont il est essentiel de débarrasser rapidement le cylindre pour éviter la détérioration des surfaces frottantes intérieures. Cette disposition présente encore l'avantage d'éviter le passage par les mêmes conduits, de la vapeur qui vient de la chaudière et de la vapeur qui s'échappe ; de sorte que le refroidissement des parois sous le contact de celle-ci, n'augmente pas la condensation de vapeur pendant son trajet de la chapelle de distribution au cylindre.

Pour les vitesses ordinaires de pistons, on peut adopter une section d'orifice d'échappement de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{20}$ de la section du piston, et augmenter encore un peu au-delà de cette limite, la section du surplus des conduits que doit traverser la vapeur pour se rendre du cylindre dans l'atmosphère extérieure ou dans un condenseur, en évitant les étranglements et, autant que possible, les changements trop brusques de direction de ces conduits ; il faut supprimer toute espèce d'obstacle à l'échappement.

Dans les machines à très grande vitesse des pistons et à courses relativement faibles, comme les locomotives, on donne aux orifices d'échappement jusqu'à $\frac{1}{9}$ à $\frac{1}{10}$ de la section des pistons et ces orifices servent en même temps pour l'admission, afin de simplifier l'appareil de distribution ; il est clair que ces grandes sections n'ont été motivées que par les exigences de l'échappement.

Dans les machines où la vapeur conserve une tension très haute jusqu'à la fin de la course, ces précautions sont encore plus nécessaires que dans celles où la tension descend, par suite de détente, jusqu'à une valeur peu supérieure à la tension moyenne d'évacuation.

C'est dans les machines locomotives où la vapeur travaille ordinairement à très haute pression et où la détente n'est pas considérable à cause de la nécessité de ne pas trop compliquer le mécanisme de distribution et d'éviter les dérangements, que l'on a constaté pour la première fois, l'indispensable nécessité d'accélérer le dégagement de la vapeur après qu'elle a produit son travail. Dans ces machines, la contrepression moyenne du piston, malgré de très larges orifices de sortie, atteignait souvent deux ou trois atmosphères et consommait une fraction considérable du travail produit par la vapeur de l'autre côté de ce piston.

Pour obvier, dans la mesure du possible, à ce très grave inconvénient, on a imaginé un artifice de distribution qui porte le nom d'*avance à l'échappement* et qui consiste à ouvrir l'orifice d'échappement de la vapeur avant qu'elle ait poussé le piston jusqu'à la fin de sa course. On diminue bien ainsi le travail moteur transmis au piston à partir de l'instant où cet orifice d'échappement a commencé à se découvrir, puisque la vapeur se détend en vase ouvert et baisse très rapidement de tension ; mais ce piston ne rencontre plus dès le début de la course suivante, qu'une tension de contrepression fort amoindrie, et le travail résistant de contrepression s'en trouve diminué d'une quantité plus considérable que la perte de travail moteur qui vient d'être réalisée sur la même face du piston.

Il paraît que c'est à un mécanicien anglais, conducteur de locomotives, nommé Georges, qui a péri dans la catastrophe du chemin de Versailles en 1842, que l'on doit la première idée de cette avance à l'échappement qui constitue, bien certainement, l'un des progrès les plus considérables qui ait été apportés aux machines à vapeur à mouvement rapide, depuis Watt. Il avait modifié le règlement des tiroirs des machines qu'il était chargé de diriger, de façon à réaliser cette avance et avait obtenu des avantages très marqués en puissance réalisée et en combustible consommé.

Nous allons essayer de faire comprendre les avantages de cette disposition à l'aide d'épures qui sont plus propres à les faire ressortir que des calculs abstraits dont il serait difficile de poser les bases avec précision. Il ne s'agira, bien entendu, que d'indiquer le sens général des effets obtenus et non de leur évaluation numérique rigoureuse, problème que nous regardons comme insoluble dans l'état actuel de la science des machines à vapeur.

Nous avons calculé (page 548 et suivantes) et tracé sur la fig. 45, la courbe théorique approchée, de la tension de contre-pression du piston d'une machine dans laquelle la décharge commence sous la tension de $5^{atm.}$ et se fait avec assez de difficulté ou sous l'action d'une vitesse de piston assez rapide, pour que l'échappement principal jusqu'à la tension de $1^{atm.},1$ se prolonge jusqu'à la fin de la course, quoique l'orifice d'échappement soit entièrement découvert pendant toute cette course. La loi d'abaissement de la contrepression du piston, dans cet exemple, était représentée par la courbe $m0$. Reprenons le même cylindre (fig. 49) et supposons que la vapeur a travaillé sous la tension de $5^{atm.}$ pendant toute la course HM et que l'échappement n'a commencé qu'avec la course suivante ; puis traçons, sur la nouvelle figure, la courbe de contre-pression MS qui n'est que la reproduction de la courbe $m0$ de la figure 45.

Il est clair que, dans ces conditions, le travail moteur absolu transmis au piston, pendant une course, sera représenté par le rectangle HMNL, et que le travail de contrepression contre la

même face pendant le retour de ce piston au point de départ, sera représenté par la surface MSIN ; de sorte qu'en reportant la courbe MS, symétriquement de l'autre côté de MN, en MS', le diagramme du travail effectif transmis à la même face du piston pendant les deux courses consécutives, sera représenté par MS'H. Nous admettrons que le même phénomène s'accomplit contre l'autre face de ce piston, ce qui nous permettra de considérer le travail de contrepression MNLS' comme s'effectuant contre la seconde face du piston, pendant que le travail moteur MNLH se produit contre la première.

Supposons maintenant qu'au lieu d'admettre la vapeur à $5^{atm.}$ dans le cylindre pendant toute la course HM, on supprime cette admission en D et, qu'en même temps, on découvre entièrement l'orifice d'échappement. La tension représentée en ce point par DF baissera rapidement, pendant le reste de la course DM, pour un double motif : 1° parce que le volume augmente et que la tension se serait abaissée à peu près suivant la loi isothermique, si l'on s'était contenté de fermer l'admission en D sans ouvrir l'échappement ; la tension, dans cette hypothèse, aurait diminué suivant la courbe isothermique D*m*. 2° parce que l'ouverture de l'orifice d'échappement permet à une partie de la vapeur de sortir du cylindre pendant la même période.

On peut admettre, sans grave erreur, que la quantité de vapeur qui s'échappe ainsi, est la même que celle qui se serait échappée dans le même temps, si le piston n'avait pas continué sa course au-delà du point D, car nous avons vu combien le mouvement du piston avait une faible influence sur la durée de l'échappement principal lorsque la vitesse du piston est faible, ce qui a lieu à la fin des courses. On peut donc admettre que l'échappement fera baisser la tension suivant la loi représentée par la courbe MS, pendant que l'accroissement de volume de D en M, la fait baisser suivant la loi représentée par la courbe D*m*.

En portant les distances des différents points de la première partie de la courbe MS à l'axe MG, sous la courbe D*m* comme point de départ, de façon à avoir $mz = ad$, on obtient la courbe D*z* qui représente, approximativement, la loi d'abaissement de

la tension de la vapeur sous la double action de la détente provenant du mouvement du piston et de l'échappement. Ainsi, à la fin de la course du piston, la tension de la vapeur se sera déjà abaissée de M en z, puis l'échappement recommencera à s'effectuer pendant la course suivante, selon la loi représentée par la partie qS de la courbe de contrepression. Cette partie qS reportée de q en z parallèlement à elle-même, fournira la courbe DzT des tensions pendant la durée de l'échappement principal, en remplacement de la courbe primitive MS.

Dans cette opération, on a économisé le volume de vapeur à $5^{atm.}$ correspondant à la partie DM de la course du piston, on a diminué le travail moteur transmis à ce piston, de la quantité représentée par la surface DMz, et l'on a diminué le travail résistant de contrepression, de la quantité représentée par la surface MSTz. Il n'est nullement nécessaire de faire des calculs pour reconnaître qu'indépendamment de l'économie de vapeur réalisée, la quantité de travail résistant supprimé est bien plus considérable que la quantité de travail moteur perdu ; l'épure qui a été faite avec soin le démontre suffisamment *de visu*. En reportant la partie zT symétriquement de l'autre côté de l'axe MN, en zT', on formerait le diagramme HDzT'S' qui serait tracé par un indicateur de Watt placé sur le cylindre, si son ressort se comprimait de la quantité Gn' sous une pression de $1^{atm.}$

En fermant l'admission et en ouvrant l'échappement en C, puis en construisant la courbe de détente isothermique Cn et la courbe d'abaissement effectif Cx, à l'aide de la même méthode que ci-dessus, la courbe générale d'abaissement de la tension pendant l'échappement principal, devient CxU ; on réalise une nouvelle économie de vapeur, correspondante à la partie de course CD, on diminue une seconde fois le travail moteur de la nouvelle quantité CDzx et l'on supprime le travail résistant de contrepression, de la quantité zxUT.

Il y a, évidemment encore, un bénéfice important à tous les points de vue, à augmenter l'avance à l'échappement de cette quantité CD.

Enfin, si l'avance est portée jusqu'en B, on fait une nouvelle

économie de vapeur représentée par la partie BC de la course du piston, mais le bénéfice sur le travail de contrepression xyVU ne l'emporte plus sur la perte de travail moteur BCxy que d'une petite quantité.

En traçant d'autres courbes entre B et C, on trouve que, dans le voisinage du point B, le travail moteur perdu commence à l'emporter sur le travail résistant supprimé, mais l'économie de vapeur continue à se réaliser.

De B en A et même un peu avant le point B, la perte de travail moteur l'emporte sur le bénéfice de travail résistant supprimé et s'il y a encore économie de vapeur, on ne la réalise plus qu'en diminuant la puissance de la machine, ce que l'on a intérêt à éviter dans beaucoup de circonstances.

C'est donc jusque dans le voisinage du point B et un peu avant d'y arriver, que se continue l'accroissement de puissance de la machine en même temps que l'économie sur la quantité de vapeur dépensée, et l'on peut remarquer que cette limite se rencontre lorsque l'axe MN coupe à peu près en deux parties égales la projection de la courbe ByV sur l'axe SS'; c'est-à-dire lorsque la durée totale de l'échappement principal se partage, à peu près, en deux parties égales, moitié pendant la fin d'une course et moitié au commencement de la course en sens inverse ; de sorte que si la machine était à mouvement de rotation continu, le point mort de la manivelle partagerait en deux parties égales l'arc décrit par le manneton de cette manivelle, pendant la durée totale de cet échappement principal.

Quoique cette conséquence résulte de considérations purement théoriques, elle nous paraît constituer une bonne règle pratique à observer, parce que si les résistances passives à l'échappement produisent une augmentation dans la durée de l'échappement principal, ce cas peut être ramené au cas théorique d'un échappement par un orifice assez petit pour produire la même augmentation dans la durée de cet échappement principal, et nous retrouverions la même conséquence dans cette dernière hypothèse.

Nous allons montrer, par une seconde application des mêmes

considérations à une machine à détente et à condensation, que le même principe peut s'appliquer en toutes circonstances.

Nous avons calculé (page 557) et tracé sur la figure 46 la courbe de contrepression C*ny* dans une machine à condensation dont le piston se mouverait avec une vitesse moyenne de $1^{m},40$ par seconde, dans laquelle l'orifice d'échappement, toujours ouvert pendant la décharge, aurait une section égale à $\frac{1}{25}$ de la section du piston, et dans l'hypothèse où la période d'échappement principal se terminerait lorsque la tension de contrepression est devenue de $0^{atm.},2$.

Reprenons le même exemple, en modifiant un peu les conditions du travail moteur, et admettons que la vapeur à $2^{atm.}$, pendant la période d'admission qui correspond à la moitié de la course du piston, se détende suivant la loi isothermique pendant l'autre moitié, de façon que sa tension devienne de $1^{atm.}$ à la fin de cette course.

La tension s'étant abaissée jusqu'à $1^{atm.}$ à la fin de la course, la courbe des tensions successives de contrepression sera représentée par la partie *ny* de la courbe C*ny* construite (fig. 46) pour une tension initiale de $2^{atm.}$

Reportons cette partie de courbe *ny* en DO′ dans la fig. 50, puis traçons encore, en prolongement de DO′, une petite partie D*y* du surplus de la courbe *n*C (fig. 46), et enfin traçons la courbe de détente isothermique ABD qui correspond à la seconde moitié de la course du piston lorsqu'il n'y a point d'avance à l'échappement.

Si l'on ouvre l'échappement au point C de la course du piston, où la tension est supérieure à $1^{atm.}$, il n'y aura point d'économie de vapeur puisque l'admission a été supprimée dès le point A de la course de ce piston, et la tension s'abaissera plus vite que suivant la portion de courbe *a*O′ qui correspond à cette tension initiale d'échappement, à cause de l'action simultanée de la décharge et de la détente.

En reportant sous la ligne isothermique CD comme point de départ, les ordonnées de la première partie *ax* de la courbe *a*O′, prises par rapport à C*d*, on trace la courbe C*z* des tensions de

la vapeur pendant cette dernière partie de la course du piston, sous l'action combinée de la détente et de l'échappement. La courbe effective des tensions, pendant la décharge principale, deviendra Czp' qui se compose de Cz et de zp' qui n'est que la partie de courbe $n'O'$ reportée en zp'.

Il est clair que, dans cette avance à l'échappement, on perd le travail moteur CDz, mais que l'on supprime le travail résistant de contrepression $Dzp'O'$ qui est beaucoup plus considérable ; il y a donc augmentation de puissance de la machine.

En ouvrant l'échappement en B et en traçant la courbe d'échappement principal Bnq', on voit que le travail moteur se trouve encore une fois diminué de $BCzn$ et que le surplus de travail résistant supprimé est représenté par $zmq'p'$ plus grand que $BCzn$.

Tout accroissement d'avance à l'échappement au-delà du point B produirait plus de perte en travail moteur que de bénéfice en suppression de travail résistant, sans procurer d'économie de vapeur. L'avance à l'échappement ne doit donc pas s'effectuer avant le point B de la course du piston.

Nous pouvons encore observer ici que la projection qq' de la courbe Bnq' des tensions pendant l'échappement principal, sur la direction de la course du piston, est partagée en deux parties égales par l'axe MN ; de sorte que la règle concernant l'avance se trouve encore confirmée.

Toutes ces considérations qui reposent sur des tracés graphiques et qui sont loin de présenter un cachet de rigueur mathématique, nous semblent cependant assez concluantes et nous font admettre qu'il est permis de considérer comme une bonne règle à suivre en pratique, *de fixer l'époque de l'avance à l'échappement, de façon que la durée totale de l'échappement principal soit partagée en deux parties égales entre la fin de chaque course des pistons et le commencement de la course suivante; ce qui revient, dans les machines à mouvement de rotation continu, à faire partager en deux parties égales, par les points morts des manivelles, les arcs que décrivent les mannetons de ces manivelles pendant la durée des décharges principales.*

L'influence favorable de l'avance à l'échappement, tant au

point de vue de l'économie de vapeur qu'elle permet de réaliser dans les machines sans détente, qu'au point de vue de l'accroissement de puissance qu'elle produit dans toutes les machines, est évidemment d'autant plus considérable que la vitesse des pistons est plus grande, que leur course est plus petite, que la tension de la vapeur à la fin de ces courses, est plus élevée, et que les résistances à l'échappement sont plus prononcées. Toutes choses égales d'ailleurs, elle produit un plus grand accroissement de puissance dans les machines dont l'orifice d'échappement ne s'ouvre que progressivement, que dans les machines où il s'ouvre entièrement dès le début de la décharge, et, en thèse générale, les bénéfices qu'elle procure sont d'autant plus considérables que l'échappement part d'une tension plus élevée et s'effectue plus difficilement.

Dans les machines où la détente est très prolongée et où la tension à la fin de cette détente doit s'abaisser jusque dans le voisinage de la tension de contrepression qui demeure à peu près constante après la décharge principale et qui est due, à la fois, à la tension du milieu dans lequel se précipite la vapeur et au mouvement du piston ; dans ces machines, disons-nous, l'avance à l'échappement ne produit presqu'aucun bénéfice. Si la tension à la fin de la détente devait s'abaisser jusqu'à cette tension de contrepression, au-dessous de laquelle on ne peut descendre à cause du mouvement du piston et qui est toujours supérieure à la tension du milieu qui reçoit la vapeur, l'avance à la décharge deviendrait plus nuisible qu'utile.

Des coussins de vapeur.

Il semble, au premier abord, que la vapeur transmettant d'autant plus le travail effectif à un piston que le travail résistant de contrepression est moindre, il convient de laisser l'orifice d'échappement tout ouvert, jusqu'à l'extrémité de la course. Il n'en est rien cependant, et l'on trouve dans la fermeture de l'orifice d'échappement avant la fin de cette course, certains avantages théoriques et pratiques qui sont assez im-

portants pour qu'il y ait bénéfice à adopter cette fermeture prématurée ; nous allons les exposer.

Il y a, dans toutes les machines, des espaces nuisibles plus ou moins considérables, c'est-à-dire qu'entre le piston à l'extrémité de sa course et l'organe distributeur, il reste un certain volume qui doit, au commencement de chaque course, s'emplir de vapeur qui ne produit point de travail sous la tension à peu près constante d'admission. Il est vrai que ce volume de vapeur, quand la machine est à détente, produit sa part proportionnelle du travail de détente, absolument comme s'il s'était introduit dans le cylindre en poussant le piston, mais son travail sous la tension initiale constante n'en est pas moins perdu. Il faut cependant observer que ce même volume de vapeur n'a pas été fourni tout entier par la chaudière ; à la fin de l'échappement, l'espace nuisible était plein de vapeur à la tension qui régnait dans le cylindre à la fin de cet échappement, et la chaudière n'a fourni que la quantité de vapeur complémentaire nécessaire au relèvement de la tension, dans cet espace nuisible, jusqu'à la tension d'admission.

La perte que l'on subit ainsi, en ne tirant d'une partie de la vapeur dépensée, que son travail à détente sans le travail qu'elle aurait pu produire sous tension constante, peut être assez importante dans certains cas ; par exemple, dans les machines où l'espace nuisible est considérable, où la tension d'admission est très élevée et la tension finale d'échappement, très faible, et il y a grand intérêt à l'éviter dans ce cas.

Pour arriver à ce résultat, on ferme l'échappement avant la fin de la course, assez tôt pour que la vapeur qui reste dans le cylindre, subisse une compression adiabatique suffisante pour relever sa tension jusqu'à celle d'admission. Dans ce cas, la vapeur arrivant de la chaudière au commencement de la course du piston, trouve l'espace nuisible plein de vapeur à la même tension qu'elle, et cette chaudière n'a plus à fournir que le volume correspondant au mouvement du piston ; celui là produit tout son travail à pression constante et à détente.

Certains constructeurs pensent que ce travail de compression adiabatique à la fin de l'échappement, est un travail

point de vue de l'économie de vapeur qu'elle permet de réaliser dans les machines sans détente, qu'au point de vue de l'accroissement de puissance qu'elle produit dans toutes les machines, est évidemment d'autant plus considérable que la vitesse des pistons est plus grande, que leur course est plus petite, que la tension de la vapeur à la fin de ces courses, est plus élevée, et que les résistances à l'échappement sont plus prononcées. Toutes choses égales d'ailleurs, elle produit un plus grand accroissement de puissance dans les machines dont l'orifice d'échappement ne s'ouvre que progressivement, que dans les machines où il s'ouvre entièrement dès le début de la décharge, et, en thèse générale, les bénéfices qu'elle procure sont d'autant plus considérables que l'échappement part d'une tension plus élevée et s'effectue plus difficilement.

Dans les machines où la détente est très prolongée et où la tension à la fin de cette détente doit s'abaisser jusque dans le voisinage de la tension de contrepression qui demeure à peu près constante après la décharge principale et qui est due, à la fois, à la tension du milieu dans lequel se précipite la vapeur et au mouvement du piston ; dans ces machines, disons-nous, l'avance à l'échappement ne produit presqu'aucun bénéfice. Si la tension à la fin de la détente devait s'abaisser jusqu'à cette tension de contrepression, au-dessous de laquelle on ne peut descendre à cause du mouvement du piston et qui est toujours supérieure à la tension du milieu qui reçoit la vapeur, l'avance à la décharge deviendrait plus nuisible qu'utile.

Des coussins de vapeur.

Il semble, au premier abord, que la vapeur transmettant d'autant plus le travail effectif à un piston que le travail résistant de contrepression est moindre, il convient de laisser l'orifice d'échappement tout ouvert, jusqu'à l'extrémité de la course. Il n'en est rien cependant, et l'on trouve dans la fermeture de l'orifice d'échappement avant la fin de cette course, certains avantages théoriques et pratiques qui sont assez im-

portants pour qu'il y ait bénéfice à adopter cette fermeture prématurée ; nous allons les exposer.

Il y a, dans toutes les machines, des espaces nuisibles plus ou moins considérables, c'est-à-dire qu'entre le piston à l'extrémité de sa course et l'organe distributeur, il reste un certain volume qui doit, au commencement de chaque course, s'emplir de vapeur qui ne produit point de travail sous la tension à peu près constante d'admission. Il est vrai que ce volume de vapeur, quand la machine est à détente, produit sa part proportionnelle du travail de détente, absolument comme s'il s'était introduit dans le cylindre en poussant le piston, mais son travail sous la tension initiale constante n'en est pas moins perdu. Il faut cependant observer que ce même volume de vapeur n'a pas été fourni tout entier par la chaudière ; à la fin de l'échappement, l'espace nuisible était plein de vapeur à la tension qui régnait dans le cylindre à la fin de cet échappement, et la chaudière n'a fourni que la quantité de vapeur complémentaire nécessaire au relèvement de la tension, dans cet espace nuisible, jusqu'à la tension d'admission.

La perte que l'on subit ainsi, en ne tirant d'une partie de la vapeur dépensée, que son travail à détente sans le travail qu'elle aurait pu produire sous tension constante, peut être assez importante dans certains cas ; par exemple, dans les machines où l'espace nuisible est considérable, où la tension d'admission est très élevée et la tension finale d'échappement, très faible, et il y a grand intérêt à l'éviter dans ce cas.

Pour arriver à ce résultat, on ferme l'échappement avant la fin de la course, assez tôt pour que la vapeur qui reste dans le cylindre, subisse une compression adiabatique suffisante pour relever sa tension jusqu'à celle d'admission. Dans ce cas, la vapeur arrivant de la chaudière au commencement de la course du piston, trouve l'espace nuisible plein de vapeur à la même tension qu'elle, et cette chaudière n'a plus à fournir que le volume correspondant au mouvement du piston ; celui là produit tout son travail à pression constante et à détente.

Certains constructeurs pensent que ce travail de compression adiabatique à la fin de l'échappement, est un travail

perdu, mais c'est une erreur : ce même volume de vapeur qui vient de subir une compression adiabatique jusqu'à la tension d'admission, produit pendant la période de détente utile, avec le surplus de la vapeur admise dans le cylindre, sa part proportionnelle de travail à détente adiabatique, ou à peu près adiabatique, et si cette détente était poussée jusqu'à la tension sous laquelle la compression adiabatique a été commencée, les deux travaux de compression et de détente du volume qui avait été emprisonné dans l'espace nuisible, se compenseraient très approximativement et il n'y aurait de perdu que le travail consommé par les frottements de l'appareil pour ces portions supplémentaires de course du piston qui correspondent à cette compression et à cette détente équivalentes du volume de vapeur contenu dans l'espace nuisible. Cette quantité invariable de vapeur pourrait être considérée comme ne sortant jamais du cylindre et y subissant tour à tour des compressions et des détentes dont les travaux se compenseraient exactement.

Si la détente n'est pas poussée jusqu'à la tension de la vapeur à la fin de l'échappement, ce qui est le cas général des applications, le travail résistant de compression peut être plus considérable que le travail moteur de détente de ce même volume de vapeur et il reste une perte sèche plus ou moins considérable suivant qu'il y a plus ou moins de différence entre la tension au commencement de la compression et la tension à la fin de la détente.

Voici deux appréciations du degré théorique de compression que devrait subir à la fin de la course, la vapeur d'échappement pour que sa tension fût relevée jusqu'à la tension d'admission, en admettant que cette compression s'effectuât suivant la loi adiabatique.

L'espace nuisible dans le cylindre d'une machine sans condensation, est équivalent au volume qui correspond à une longueur de ce cylindre égale à 3 centimètres ; la tension d'admission de la vapeur est de $5^{atm.}$ et la tension finale à l'échappement de $1^{atm.},1$; on demande le point de la course

du piston où l'échappement doit être suspendu pour reproduire la tension d'admission dans l'espace nuisible.

Représentons par L la hauteur du volume que la vapeur occupera dans le cylindre au commencement de la compression.

Le rapport des volumes de la vapeur avant et après la compression, peut être remplacé par le rapport des hauteurs de cylindre auxquelles ces volumes correspondent :

La formule, $\frac{P}{P'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{1,135}$ devient dans ce cas :

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{L}{l}\right)^{1,135}.$$

Dans cette formule,

$$P = 5^{\text{atm.}} ; P' = 1^{\text{atm.}},1 ; l = 3 \text{ centimètres.}$$

En substituant ces valeurs numériques aux lettres qui les représentent, on trouve,

$$L = 11,38 \text{ centimètres}.$$

Comme l'espace nuisible équivaut à une longueur de cylindre de 3 centimètres, le piston n'aura plus à parcourir avant la fin de sa course, lorsque l'échappement se fermera, qu'une longueur de cylindre égale à

$$11,38 - 3 = 8,38 \text{ centimètres}.$$

Si la même machine était à condensation, fonctionnant sous une tension initiale de $3^{\text{atm.}}$ et que la tension finale d'échappement fût de $0^{\text{atm.}},2$, on aurait :

$$P = 3^{\text{atm.}} ; P' = 0,2^{\text{atm.}} \text{ et } l = 3 \text{ centimètres},$$

et la formule ci-dessus, donnerait :

$$L = 32,60 \text{ centimètres} ;$$

de sorte que le piston, au moment de la fermeture de l'échappement, aurait encore à parcourir, avant de terminer sa course, une longueur de cylindre égale à

$$32,60 - 3 = 29,60 \text{ centimètres}.$$

Dans l'application, la compression est, presque toujours, accompagnée d'une faible condensation, à cause du refroidissement des parois métalliques pendant l'échappement, parois qu'il faut réchauffer pour que la tension de la vapeur puisse se relever. Cette condensation augmente un peu la longueur de la compression pour relever la tension jusqu'à une limite déterminée.

La compression et la détente successives de ce volume de vapeur emprisonné périodiquement dans l'espace nuisible, ne s'effectuent donc probablement pas très exactement suivant la loi adiabatique, mais les écarts qui peuvent se manifester dans l'application, n'ont pas grande importance et ces calculs n'en donnent pas moins avec un degré d'approximation suffisant dans la pratique, les conditions de distribution qui permettent d'éviter en grande partie les pertes de travail sous la tension initiale, qui sont inhérentes aux espaces nuisibles. Ces pertes ne se réduisant jamais à zéro dans les applications, parce que l'abaissement de tension pendant la détente, y est toujours moindre que le relèvement de la tension par la compression, il est clair qu'il faut, dans toutes les machines, réduire le volume des espaces nuisibles à la plus faible valeur possible. Cette dernière considération est d'autant plus importante que la tension de la vapeur, après la compression, reste plus éloignée de la tension d'admission, parce qu'il faut fournir à l'espace nuisible un volume de vapeur complémentaire d'autant plus grand, que la vapeur de la chaudière y trouve une tension plus basse, et le travail sous tension constante de cette vapeur supplémentaire, est perdu.

Dans les machines sans condensation, la période de compression pour ramener la vapeur d'échappement à la tension d'admission, est généralement assez courte pour que l'on puisse réaliser cette condition dans les distributions de vapeur bien réglées; mais, dans les machines à condensation où la vapeur, à la fin de l'échappement, ne possède plus qu'une très faible tension, cette période serait trop allongée et l'on se contente généralement d'une compression incomplète qui laisse subsister une perte de travail et de vapeur que l'on ne peut

amoindrir qu'en réduisant les espaces nuisibles dans la mesure du possible.

Dans les applications, la compression à la fin de l'échappement, qui forme ce que l'on nomme, dans les ateliers, *le coussin de vapeur,* présente, en outre, l'important avantage de ralentir le mouvement à la fin de la course avec beaucoup de douceur, d'éviter les changements brusques dans la direction de ce mouvement et de faire disparaître les fortes vibrations qui accompagnent ordinairement ces changements de direction du mouvement dans les machines à marche rapide. Nous avons pu constater souvent que des machines dont le nombre de révolutions par minute, ne pouvait dépasser une certaine limite, à cause des vibrations et des secousses trop énergiques qui se produisaient à chaque passage d'une course à la suivante lorsqu'elles fonctionnaient sans coussin de vapeur, pouvaient, sans inconvénient, recevoir une vitesse beaucoup plus considérable lorsque la distribution y était modifiée de façon à créer ce coussin de vapeur; on peut même dire qu'il est aujourd'hui la condition obligatoire de toute marche à grande vitesse et que, sans lui, les détériorations et la fatigue des organes se manifesteraient avec une rapidité aussi fâcheuse pour l'effet utile des machines que pour l'économie des frais d'entretien ; il constitue, du reste, le seul moyen que l'on ait encore trouvé de neutraliser dans une assez large mesure, les pertes de travail et de vapeur inhérentes aux espaces nuisibles, pertes qui se renouvellent d'autant plus souvent que les machines sont à plus petite course et font un plus grand nombre de révolutions.

Il n'est pas toujours facile, dans la pratique, surtout quand on veut conserver un certain degré de simplicité dans le mécanisme des appareils de distribution, de satisfaire à la fois, à toutes les conditions que nous venons d'énumérer et qui, cependant, doivent être prises en grande considération quand on veut tirer de la vapeur le plus grand effet utile qu'elle soit susceptible de fournir ou, comme on dit, fonctionner économiquement.

L'obligation d'une légère avance à l'admission pour éviter le retard inhérent à la flexion et au resserrement des assem-

blages des pièces de communication de mouvement aux organes distributeurs proprement dits, celle d'une avance souvent considérable à l'échappement, celle d'un coussin de vapeur pour diminuer la consommation de fluide moteur et pour adoucir les mouvements des machines à grande vitesse, et enfin l'obligation de fermer l'admission à une époque déterminée pendant la course des pistons, quand on veut profiter des avantages considérables de la détente, constituent un problème assez difficile à résoudre, surtout quand l'appareil de distribution est du système dit *à tiroirs* conduits par des bielles et des excentriques placés sur les arbres moteurs. Souvent, on ne peut satisfaire à l'une des conditions posées ci-dessus, qu'en rendant plus difficile la réalisation d'une autre. Il faut, dans ce cas, faire une étude sérieuse de l'ensemble de ces appareils et procéder par voie de tâtonnement, sacrifier un peu des avantages inhérents à l'une des conditions de bon fonctionnement, pour satisfaire davantage à une autre plus importante, et arriver ainsi, à force de tâtonnements et par un système de compensations, en ne retranchant d'un côté que pour gagner davantage de l'autre, à réaliser le plus grand effet utile compatible avec la nature de l'appareil employé. C'est pour les études de ce genre qu'il est utile d'avoir recours à ces tracés géométriques à l'aide desquels on se rend compte exactement des positions relatives qu'occupent tous les organes de distribution lorsque le piston est en un point quelconque de sa course. Nous renvoyons, pour l'étude de ces tracés géométriques, ou épures, aux ouvrages des auteurs que nous avons cités au bas de la page 569.

Quand les distributions se font par soupapes qui sont généralement manœuvrées par des cames placées sur des arbres tournants et qui présentent, sur les tiroirs, l'avantage de découvrir ou de fermer entièrement les orifices de passage de la vapeur, au moment convenable, le problème est plus facile à résoudre. Les diverses parties de la distribution ne sont plus alors dans la même dépendance réciproque les unes des autres, les mouvements que l'on doit communiquer à l'une peuvent se réaliser au moment nécessaire, sans nuire au mouvement

qu'une autre doit recevoir et l'on peut satisfaire plus aisément et plus complètement qu'avec les tiroirs, à toutes les conditions principales d'une bonne distribution, ou réaliser un plus grand effet utile.

Depuis quelques années, ces distributions par soupapes se sont répandues rapidement et l'avenir apprendra si elles sont, autant que les distributions par tiroirs ou plaques glissantes, susceptibles de fonctionner longtemps sans détériorations sensibles et sans perdre l'avantage indispensable de s'opposer radicalement aux fuites de vapeur.

CALCUL DES MACHINES A VAPEUR.

Coefficients pratiques d'effet utile des machines.

Le rapport qui existe entre le travail que la vapeur transmet aux pistons des machines et le travail qui est effectivement transmis à l'arbre moteur de ces machines, ou au point d'application des résistances utiles qu'elles sont destinées à surmonter, n'a pu être déterminé que par un grand nombre d'expériences. Le procédé employé, dans les machines qui transmettent le travail à un arbre tournant, consiste à déterminer, à l'aide de l'indicateur de Watt, le travail absolu transmis aux pistons, et à l'aide du frein dynamométrique, le travail que reçoit effectivement l'arbre tournant qui est habituellement celui qui porte le volant régulateur de la vitesse.

Dans les machines qui n'ont point d'arbre tournant, comme certaines machines à élever l'eau ou à soulever les marteaux pilons dans les usines à fer, le travail utilisé se mesure par le produit du poids élevé par la hauteur d'élévation.

Entre les pistons qui reçoivent directement le travail de la chaleur par l'intermédiaire de l'eau à l'état de vapeur, et la circonférence du frein dynamométrique où se mesure la résistance tangentielle qui sert à évaluer le travail effectif transmis à ce frein et qui peut être transmise à une autre résistance, il existe des causes de consommation inutile de travail ; c'est d'abord le frottement de la garniture du piston contre les parois du cylindre, le frottement de sa tige dans le stuffenbox, le frottement des tourillons dans leurs coussinets, les chocs quand il s'en produit, les vibrations des organes de la machine, les résistances au mouvement des organes de distribution de la vapeur, de la pompe alimentaire des chaudières et, dans les machines à condensation, les résistances inhérentes au fonc-

tionnement de la pompe à air et de la pompe qui élève les eaux appliquées à la condensation, quand ces eaux ne se rencontrent pas au niveau de la machine, et enfin la résistance de l'air.

Toutes ces résistances consomment une fraction plus ou moins considérable du travail effectivement transmis aux pistons.

Le calcul ne peut donner avec précision et *a priori* la valeur réelle de cette perte, parce qu'on ne possède pas tous les éléments de ce calcul, qui varient d'une machine à une autre.

Les frottements mêmes, qui constituent une fraction considérable de cette perte, ne pourraient être évalués qu'avec une assez grossière approximation, à cause de l'incertitude qui règne encore sur la vraie valeur des coefficients de frottement suivant la nature des surfaces frottantes et celles des enduits interposés.

Pour éviter toutes ces difficultés théoriques, les constructeurs se sont contentés de déterminer sur un grand nombre de machines de toutes les catégories, le rapport entre le travail mesuré par l'indicateur de Watt dans les cylindres, et le travail résistant tangentiel du frein dynamométrique, et ils admettent que, dans les machines à construire, ils obtiendront un rapport égal au rapport moyen obtenu sur les machines de la même catégorie et de même puissance à peu près.

Cette méthode, comme on le voit, est purement empirique, mais elle a suffi jusqu'à présent, aux plus impérieux besoins de l'application et elle n'a été un obstacle à aucun des progrès qu'ont faits, depuis un demi-siècle, tous les moteurs à vapeur.

Nous avons inséré, dans le tableau ci-dessous, les valeurs de ces rapports moyens, trouvés par expérience, relativement aux diverses catégories de machines employées dans l'industrie, en observant qu'elles se rapportent à des machines bien construites, en état de marche normale et travaillant dans les conditions de puissance pour lesquelles elles ont été construites, et non dans des conditions exceptionnelles où l'on ne leur transmettrait qu'une faible fraction du travail qu'elles sont capables de recevoir dans de bonnes conditions de fonctionnement.

NATURE DES MACHINES.	Fraction du travail transmis au piston, consommée par les résistances passives.	Coefficient d'effet utile.
Machine d'épuisement à simple effet et à traction directe	0,10	0,90
Machines à haute pression sans détente ni condensation	0,11	0,89
Machines à haute pression sans condensation avec faible détente	0,12	0,88
Machines à haute pression sans condensation avec forte détente (jusqu'à 3 ou 4 fois le volume initial de la vapeur)	0,13	0,87
Machines sans détente, à condensation . . .	0,14	0,86
Machines à détente faible et condensation . .	0,15	0,85
Machines à forte détente et condensation. . .	0,17	0,83
Machines à 2 cylindres, système de Woolf, avec détente modérée et condensation	0,20	0,80
Mêmes machines avec longue détente. . . .	0,22	0,78
Machines Compound à 2 cylindres.	0,20 à 0,22	0,80 à 0,78

D'après ce tableau qui est relatif à des machines de puissance moyenne (50 à 60 chevaux), les coefficients d'effet utile diminuent à mesure que le mécanisme des machines se complique et que le degré de détente augmente. On comprend aisément l'effet fâcheux de la multiplication des organes, toutes choses égales d'ailleurs ; quant à celui de l'augmentation de la détente, il résulte de la diminution de puissance d'un même appareil à mesure que la détente y est plus prolongée pour la même tension initiale, tandis que les résistances passives n'y décroissent que d'une très faible quantité. En effet, les résistances passives d'une machine se composent d'une partie invariable qui comprend la résistance du frottement des pistons, des tiges dans les boîtes à étoupes, des frottements à la circonférence des axes tournants, qui sont dus au poids des pièces, etc., etc. ; ces résistances que l'on retrouve encore quand la machine fonctionne sans résistances utiles, constituent au moins les $\frac{3}{4}$ de la somme totale des résistances passives ; de

sorte que cette somme augmente ou diminue plus lentement que le travail utile.

Il en résulte donc que plus on diminue le travail utile d'une machine, plus on diminue son coefficient d'effet utile qui peut finalement se réduire à zéro lorsque l'on ne fournit plus à l'appareil que la quantité de vapeur indispensable à la production du travail consommé par la partie invariable des résistances passives.

Les coefficients insérés dans le tableau ne concernent que les machines travaillant dans les conditions de puissance pour lesquelles elles ont été construites ; il faudrait les diminuer plus ou moins si l'on fonctionnait dans des conditions de travail utile plus ou moins éloignées du travail maximum.

Pour déterminer le coefficient relatif à la marche d'une machine dans l'une de ces dernières conditions, on peut suivre la marche que nous allons exposer à l'aide d'une application numérique.

Supposons que le coefficient d'effet utile d'une machine, soit de 0,80 quand elle développe toute sa puissance, et que cette puissance soit de 100 chevaux pratiques.

La vapeur aura dû transmettre aux pistons, si cette machine est à 2 cylindres, un travail de $\frac{100}{0,80} = 125$ chevaux. Sur ces 125 chevaux, 25 seront consommés par l'ensemble des résistances passives et l'on peut admettre que la partie invariable de ces résistances passives, consomme $\frac{25 \cdot 3}{4} = 18$ à 19 chevaux; admettons 18 ; les 100 chevaux n'auront donc augmenté le travail des résistances que de 7 chevaux ; soit 0,07 de cheval par cheval utile.

Si l'on fait travailler cette machine à la puissance de 40 chevaux utiles, les résistances passives consommeront :

$$18^{\text{ch.}} + 0,07 \cdot 40 = 20^{\text{ch.}},80 .$$

Le travail total à transmettre aux pistons sera de

$$40 + 20,8 = 60,8 \text{ chevaux ;}$$

et le coefficient d'effet utile aura pour valeur

$$\frac{40}{60,8} = 0,658 .$$

Il ne faut pas considérer tous ces chiffres comme parfaitement exacts ; ils ne représentent que des moyennes dont on se rapprochera plus ou moins dans les applications, mais qui sont assez approximatives pour éviter tout grave mécompte et pour permettre de réaliser toutes les conditions de travail dont on a besoin, à l'aide de quelques tâtonnements assez restreints sur la valeur finale de la tension de la vapeur à employer et sur le degré de détente à adopter.

On a aussi observé que, généralement, les coefficients d'effet utile, pour la même catégorie de machines, étaient d'autant plus élevés que les machines étaient plus puissantes. Il conviendrait donc de diminuer un peu les coefficients ci-dessus pour les faibles puissances et de les augmenter un peu pour les puissances considérables.

Dans tous les cas, ces coefficients se rapportent exclusivement à des machines en très bon état d'entretien, judicieusement construites, avec des ouvertures suffisantes pour l'admission et la décharge de la vapeur, et dont tous les organes n'ont que les dimensions nécessaires pour supporter sans flexions les efforts qu'ils sont destinés à transmettre.

Avant de passer à la recherche des dimensions principales à donner aux machines des diverses catégories, pour une puissance déterminée, avec l'aide de tous les principes que nous avons successivement exposés, nous ferons encore une fois, une observation capitale sur laquelle nous avons déjà insisté en plus d'une circonstance.

Lorsqu'une machine est construite et que l'on peut mesurer, avec des appareils appropriés à cet usage, le travail que la vapeur transmet au piston, le travail effectif transmis à l'arbre moteur, la quantité d'eau liquide mélangée à la vapeur, les tensions et les températures dans les capacités successives traversées par cette vapeur, etc., il est assez facile d'analyser avec une certaine précision, la série des phénomènes qui s'accomplissent dans la machine.

Mais quand il s'agit d'apprécier *a priori* la nature et l'impor-

tance de tous ces phénomènes dans une machine à construire, les difficultés et le défaut de précision, dans cette appréciation, deviennent assez considérables. Le rôle important que jouent dans tous ces phénomènes, la masse métallique des cylindres, la quantité d'eau liquide apportée de la chaudière dans ces cylindres et celle qui se forme dans ces derniers par condensation pendant la période d'admission, l'incertitude de l'appréciation *a priori* de cette quantité d'eau liquide qui varie d'une machine à une autre et qui varie aussi dans la même machine suivant le degré de détente que l'on adopte régulièrement ou momentanément, l'impossibilité de connaître bien exactement la fraction du travail moteur que consommeront les résistances passives et, enfin, le peu de précision de beaucoup d'autres éléments d'appréciation, sont causes que le calcul *a priori* des machines à vapeur de toutes les catégories, et principalement des machines à longue détente, est impossible avec l'exactitude qu'il serait très désirable d'y apporter. On est obligé de se contenter des méthodes empiriques que nous avons exposées et qui consistent à admettre que la vapeur dans les machines que l'on calcule, se comportera comme dans les autres machines de la même catégorie qui ont été étudiées avec soin, et à corriger par des coefficients pratiques, les différences qui se manifestent entre les résultats obtenus dans certaines hypothèses théoriques, et ceux qui sont habituellement réalisés dans les applications ; tout en se ménageant la faculté de corriger pratiquement, par quelques tâtonnements, les erreurs commises dans l'appréciation *a priori* des effets qui doivent être réalisés.

C'est la méthode que nous adopterons dans le calcul qui va suivre, des machines le plus communément employées dans l'industrie.

Machine à haute pression sans détente ni condensation.

C'est la plus simple de toutes les machines à vapeur.

Déterminer les dimensions du cylindre ainsi que les principales circonstances du mouvement du piston d'une machine à

vapeur de 50 chevaux sur l'arbre du volant, fonctionnant dans les conditions suivantes :

Pression de la vapeur sur le piston pend^{t} toute la course $4^{atm.}$; vitesse moyenne de ce piston, par seconde.... $1^{m},50$.

La course sera le double du diamètre du piston.

D'après le tableau inséré page 568, la contrepression moyenne, dans le cas dont il s'agit, sera de $1^{atm.},40$.

D'après le tableau inséré page 592, le coefficient d'effet utile sera de 0,89, au moins approximativement et lorsque la machine sera en pleine marche. Au début du mouvement et lorsque les graisses placées entre les surfaces frottantes ne sont pas encore suffisamment triturées et échauffées, le travail consommé par les résistances passives est, moyennement, un peu plus grand.

Le travail pratique sur l'arbre du volant, doit être de

$$50^{ch.} \,.\, 75^{km.} = 3750^{km.} \text{ par seconde .}$$

Le travail que la vapeur doit transmettre effectivement au piston, sera de

$$\frac{3750^{km.}}{0,89} = 4214 \text{ kilogrammètres par seconde .}$$

La pression sur le piston, sera de

$$4^{atm.} . 10333^{kil.} = 41332^{kil.} \text{ par mètre carré,}$$

et la contrepression moyenne, de

$$1^{atm.},40 \,.\, 10333^{kil.} = 14466^{kil.} \text{ par mètre carré .}$$

En désignant par D le diamètre du piston, on aura

$$0,785 \,.\, D^{2} \,(41332 - 14466)\, 1^{m},50 = 4214^{km.} \;;$$

d'où $$D = 0^{m},365 \,.$$

La course sera de $0^{m},365 \,.\, 2 = 0^{m},730$;

le nombre de courses par minute, de

$$\frac{1^{m},50 \,.\, 60''}{0^{m},73} = 123,29 \,,$$

et le nombre de révolutions par minute, de

$$\frac{123,29}{2} = 61,645 .$$

Si la vitesse moyenne du piston n'était que de 1^m par seconde, la contrepression de ce piston, d'après le tableau (page 568) ne serait que de $1^{atm.},30$, ou $1,3 . 10333 = 13433^{kil.}$ par mètre carré, et l'on aurait :

$$0,785 . D^2 (41332^{kil.} - 13433^{kil.}) 1^m = 4214^{km.} ;$$

d'où $$D = 0^m,438 ;$$

la course serait de $0^m,438 . 2 = 0^m,876$,

le nombre des courses, de

$$\frac{1^m.60''}{0,876} = 68,493 \text{ par minute,}$$

et le nombre de révolutions, de

$$\frac{68,493}{2} = 34,246 \text{ par minute .}$$

Dans ces machines, en admettant qu'elles aient des orifices spéciaux pour l'admission et pour la décharge, ces orifices doivent avoir environ $\frac{1}{25}$ de la section du piston pour l'admission et $\frac{1}{20}$ pour la décharge.

Les conduits de vapeur doivent être larges, non contournés et les plus courts que possible.

Dans ces mêmes machines, il est à peu près impossible d'admettre la vapeur dans le cylindre jusqu'à la fin de la course du piston; l'admission doit se fermer un peu avant la fin de cette course et il y a un peu de détente qui diminue la pression moyenne de la vapeur sur la face qui reçoit son action pendant l'admission ; mais la perte légère qui en résulte est compensée par une diminution de la contrepression qui peut être encore plus fortement abaissée par un peu d'avance à l'échappement.

L'influence fâcheuse des espaces nuisibles, ou la perte de vapeur dont ils sont cause, pourrait être amoindrie en les réduisant au minimum et en fermant, un peu avant la fin de la course, l'orifice d'échappement, afin d'obtenir un coussin de vapeur ou une compression qui, dans les machines de cette catégorie, peut être portée jusque dans le voisinage immédiat de la tension initiale de la vapeur.

Un constructeur prudent augmenterait, dans tous les cas, la course et le diamètre d'une petite quantité, pour être bien certain d'obtenir les 50 chevaux effectifs qu'il est nécessaire de réaliser; il donnerait, par exemple :

à la première, un diamètre de $0^m,38$ et une course de $0^m,76$,

à la seconde, un diamètre de $0^m,46$ et une course de $0^m,92$,

tout en se ménageant la faculté de travailler sous une tension un peu plus basse ou un peu plus haute que $4^{atm.}$ absolues.

Les machines de cette catégorie consomment beaucoup de vapeur, parce que celle-ci est mal utilisée, et on peut ajouter à la consommation correspondante aux espaces nuisibles et au volume engendré par le piston, 20 à 25 p. °/₀ pour l'eau liquide emportée de la chaudière et formée par condensation dans le cylindre, à la suite du refroidissement qui s'y produit pendant la période de décharge dans l'atmosphère.

Machine à haute pression, à détente et sans condensation.

Déterminer les dimensions principales du cylindre, ainsi que les principales circonstances du mouvement, d'une machine à détente, sans condensation, de la puissance de 100 chevaux effectifs, fonctionnant dans les conditions suivantes :

pression initiale de la vapeur . . . . . $5^{atm.}$ absolues ou $51665^{kil.}$ par m^2 ;

détente jusqu'à 3 fois le volume initial de la vapeur, espace nuisible compris ;

le volume des espaces nuisibles sera égal à 0,03 du volume total engendré par le piston ;

la vitesse moyenne du piston sera de $1^m,50$, par seconde.

On peut admettre, dans les machines de cette catégorie, que la détente s'effectue suivant la loi de Mariotte, parce que la vapeur y contient toujours, surtout quand le cylindre n'a point de chemise réchauffante, une assez grande quantité d'eau à l'état liquide, dont une partie se vaporise pendant la détente.

Le calcul des dimensions du cylindre, dans les machines à détente, doit se faire par une méthode différente de celle que nous avons appliquée au calcul des machines sans détente.

Dans les premières, la pression sur le piston ne peut plus être considérée comme constante et l'on ignore, à la fois, la course, le diamètre du piston et la quantité de travail qui doit être produit dans chaque course; mais on peut éliminer les deux inconnues, la course et le travail, en supposant que ce travail est produit en une seule course fictive égale au chemin que le piston parcourt en une minute. Le travail par minute étant également connu, il ne reste à déterminer que la section du piston. Dans ce calcul, on suppose que les espaces nuisibles sont la même fraction du volume total engendré par le piston, que pour les courses effectives réduites. Après cela, on partage la course fictive par minute en un nombre de courses suffisant pour conserver entre la course et le diamètre du piston, le rapport que l'on aura résolu d'adopter; chacune de ces courses réelles fournira le même travail proportionnel à celui de la course fictive et, identiquement, dans les mêmes conditions; voici l'application de cette méthode :

travail utile de la machine par minute . . . . .

$$75^{\text{km.}} \,.\, 60'' \,.\, 100^{\text{ch.}} = 450000^{\text{km.}} ;$$

le coefficient d'effet utile, d'après le tableau de la page 592 étant d'environ 0,87, le travail à transmettre au piston sera de

$$\frac{450000}{0,87} = 517242^{\text{km.}} ;$$

la course fictive totale par minute, pour la vitesse de $1^{\text{m}},50$ par seconde, sera de . . . . .

$$1^{\text{m}},50 \,.\, 60'' = 90^{\text{m}} ;$$

l'espace nuisible étant supposé égal à 0,03 du volume total engendré par le piston, équivaudra à une longueur de cylindre, de $0,03 \,.\, 90^{\text{m}} =$ . . . . . $2^{\text{m}},70$.

Si l'on applique maintenant toutes ces valeurs, dans la formule relative à la détente, en tenant compte des espèces nuisibles et qui est rappelée page 473, on trouve :

$$S\,(90^m + 2^m,70)\left[\frac{5^{atm.}\,.\,10333}{3}(1 + \log.\,3\,.\,2,3026)\right] -$$

$$S\,(5\,.\,10333^{kil.}\,.\,2^m,70 + 12400^{kil.}\,.\,90^m) = 517242^{km.}\,.$$

$12400^{kil.}$ est la contrepression moyenne du piston, par mètre carré, qui est de $1^{atm.},20$ pour une tension finale de la vapeur sur le piston de $\frac{5^{atm.}}{3} = 1^{atm.},667$; voir le tableau, page 568.

Cette équation donne $S = 0^{m^2},247$ qui correspond à un diamètre de $0^m,561$.

Si l'on adopte pour rapport du diamètre à la course réelle, la valeur $\frac{1}{2}$, la longueur de cette course sera de

$$2\,.\,0^m,561 = 1^m,122\,.$$

Dans ces conditions, le nombre des courses, par minute, serait de

$$\frac{90^m}{1^m,122} = 80,21\,,$$

et le nombre de révolutions de la machine, par minute, de

$$\frac{80,22}{2} = 40,105\,.$$

Le travail transmis au piston, dans chaque course, serait de

$$\frac{517242^{km.}}{80,21} = 6448 \text{ kilogrammètres}\,.$$

Un constructeur prudent donnerait au piston de cette machine un peu plus de diamètre et de course; par exemple, $0^m,60$ de diamètre et $1^m,16$ de course; elle fonctionnerait à la vitesse de 40 à 41 révolutions par minute.

Pour une vitesse moyenne de piston, inférieure à $1^m,50$ par seconde, le diamètre serait augmenté et on le déterminerait ainsi que la nouvelle course, par la même méthode.

Pour déterminer la consommation probable de cette machine, il faut se rappeler les considérations exposées précédemment sur la quantité d'eau liquide mélangée à la vapeur, au moment

où se ferme l'admission. Dans ces machines à détente sans condensation, le refroidissement du cylindre pendant la détente et pendant l'échappement est assez considérable, quoique moindre que si elles étaient à condensation. Il serait prudent de supposer que la dépense de vapeur, par suite du transport de l'eau liquide et de la condensation pendant l'admission, sera de 30 p. °/₀ supérieure à celle qui correspond aux espaces nuisibles et au volume d'admission.

Or, ce volume d'admission, pour un diamètre de $0^m,60$, une admission de $\frac{1^m,16}{3} = 0^m,387$, et un espace nuisible de $0,03 \,.\, 1^m,16 = 0^m,0348$, serait pour les 80,21 courses par minute, de

$$0,785\,(0^m,60)^2\,(0^m,387 + 0^m,0348)\,80,21 = 9^{m^3},58 \text{ de vap. à } 5^{atm.}\,.$$

En ajoutant, à ce volume, 30 p. °/₀ de $9^{m^3},58 = 2^{m^3}274$, on trouve pour la consommation par minute, $11^{m^3},854$; soit, par heure, $11,854 \,.\, 60' = 711^{m^3},24$;
et comme le poids du mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ est de $2^{kil.},75$, le poids de vapeur consommée par heure, pour les 100 chevaux, serait de

$$711,24 \,.\, 2^{kil.},75 = 1956^{kil.}\,;$$

soit, $19^{kil.},56$ par cheval et par heure.

Si l'on veut bien admettre que les chaudières fourniront $8^{kil.},5$ de vapeur par kil. de houille brûlée, la consommation de houille, s'élèvera à

$$\frac{19^{kil.},56}{8,5} = 2^{kil.},3 \text{ par cheval et par heure}\,.$$

Tous ces chiffres n'ont, évidemment, rien d'absolu, mais il est certain, d'après toute l'expérience acquise sur ces questions, que la consommation et les conditions réelles de fonctionnement de cette machine, avec les dimensions que nous venons de déterminer, ne s'écarteront pas beaucoup de celles qui résultent de ces calculs.

Machine sans détente, à condensation.

Déterminer les dimensions principales, ainsi que les principales circonstances du mouvement d'une machine de 100 chevaux effectifs, sans détente, avec condensation effectuée à l'aide de 24 à 25$^{kil.}$ d'eau froide à 10°, par kil. de vapeur à condenser, et fonctionnant dans les conditions suivantes :

Tension initiale de la vapeur. . . . 3$^{atm.}$ ou 31000$^{kil.}$ par m^2 ;

Vitesse moyenne du piston. . . . . 1^m,50 par seconde .

D'après le tableau, page 592, le coefficient d'effet utile de cette machine serait de 0,86, chiffre inférieur à celui des appareils sans condensation, à cause des résistances inhérentes à l'emploi de la pompe à air qui n'existe pas dans ces derniers. L'eau froide appliquée à la condensation est supposée prise à une très faible profondeur en contrebas du condenseur, sans quoi il faudrait encore diminuer ce coefficient, de la quantité correspondante au travail d'élévation de cette eau froide.

D'autre part, d'après le tableau de la page 568, la contre-pression moyenne du piston, dans le cas dont il s'agit, serait de 0$^{atm.}$,32 ou de 3306$^{kil.}$ par mètre carré.

Dans cette machine, le travail que la vapeur devra transmettre au piston, par seconde, sera de

$$\frac{75^{km.} \,.\, 100^{ch.}}{0,86} = 8721 \text{ kilogrammètres .}$$

En désignant par D le diamètre du piston, on aura :

$$0,785 \,.\, D^2 \,(31000 - 3306)\, 1^m,50 = 8721^{km.} \;;$$

d'où

$$D = 0^m,517 \,.$$

Si l'on fait la course du piston égale au double du diamètre, cette course sera de

$$0,517 \,.\, 2 = 1^m,034,$$

le nombre de courses, de

$$\frac{90^m}{1,034} = 87,04 \,,$$

et le nombre de révolutions de l'arbre moteur, par minute, de

$$\frac{87,04}{2} = 43,52 .$$

Il serait prudent, pour parer à toute éventualité, de forcer un peu toutes ces dimensions.

On donnerait, par exemple, au piston, $0^m,54$ à $0^m,55$ de diamètre, et $1^m,08$ ou $1^m,10$ de course, et l'on ferait fonctionner la machine à la vitesse de 43 à 44 révolutions par minute.

Le volume de vapeur utilisée, par course, si l'on admet le diamètre $0^m,54$, la course de $1^m,08$, et l'espace nuisible de 0,03 du volume engendré par le piston, sera de

$$0,785\,(0,54)^2\,(1,08 + 0,03 \,.\, 1,08) = 0^{m^3},255 \text{ de vap. à } 3^{atm.} ;$$

soit, pour 87,1 courses par minute, $22^{m^3},185$ et, par heure, 1331 mètres cubes.

En ajoutant à ce volume 25 p. % de ce même volume, pour l'eau emportée de la chaudière et formée par la condensation pendant l'admission, la dépense totale de vapeur serait de

$$1331 \,.\, 1,25 = 1664^{m^3} \text{ par heure} .$$

Le mètre cube de vapeur à $3^{atm.}$, pesant $1^{kil.},7024$, le poids de vapeur consommée, sera de

$$1664^{m^3} \,.\, 1,7024 = 2833^{kil.} \text{ par heure} ,$$

et si l'on admet une production de $8^{kil.},5$ de vapeur, par kil. de houille brûlée, la consommation, par cheval et par heure, sera de

$$\frac{2833}{100 \,.\, 8,5} = 3^{kil.},33, \text{ au moins approximativement} .$$

Appareil de condensation. — Nous admettrons que la pompe à air est à simple effet et que son piston fournit le même nombre de courses que le piston moteur.

Le volume de vapeur à condenser, pour deux cylindrées qui correspondent à une course utile du piston de la pompe à air, est de

$$2 \,.\, 0^{m^3},255 = 0^{m^3},51 \text{ , qui pèseront}$$

$$1^{kil.},7024 \,.\, 0^{m^3},51 = 0^{kil.},682 .$$

Nous négligeons ici l'eau apportée à l'état liquide, dans le

condenseur, conformément à l'observation que nous avons faite (page 213), et nous supposerons que les $25^{\text{kil.}}$ d'eau froide que nous appliquerons à la condensation de chaque kil. de vapeur, sont à la température de 12° centigrades.

La chaleur totale de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $3^{\text{atm.}}$ étant, d'après la table, de $647^{\text{cal.}},342$, la température t' des eaux de condensation sera donnée par l'expression :

$$1^{\text{kil.}}\,(647^{\text{cal.}},342 - t') = 25^{\text{kil.}}\,(t' - 12^{\circ})\ ;$$

d'où $$t' = 36^{\circ},43\ .$$

La tension de la vapeur saturée, à cette température, est de $0^{\text{atm.}},059$. Le poids des eaux de condensation, sera de

$$0^{\text{kil.}},682 + 0,682\ .\ 25 = 17^{\text{kil.}},05\ ,$$

présentant un volume de $0^{\text{m}^3},017$ approximativement; à quoi il faudra ajouter 25 p. % du poids de la vapeur, ou

$$0,25\ .\ 0,682 = 0^{\text{kil.}},1705\ , \quad \text{ou} \quad 0^{\text{m}^3},00017\ ;$$

soit en tout, $0^{\text{m}^3},017 + 0^{\text{m}^3},00017 = 0^{\text{m}^3},01717$.

Si l'on suppose que la pompe à air soit du système aspirant et foulant, la capacité du condenseur sera, d'après le tableau de la page 399, de 8 fois le volume des eaux de la condensation ; soit, de $8\ .\ 0,01717 = 0,137$ mètre cube;

ou $\dfrac{0,137}{0,255} = 0,537$ de la capacité du cylindre à vapeur.

Enfin, si l'on veut abaisser la tension régulatrice théorique dans la pompe à air, jusqu'à $\dfrac{1}{14}$ d'atmosphère, ou $0^{\text{atm.}},0714$, on aura pour volume engendré par le piston de cette pompe, d'après l'expression démontrée précédemment (page 412),

$$V = 0^{\text{m}^3},01717 + \frac{0,01717}{18}\left(\frac{273^{\circ}+36^{\circ},43}{273^{\circ}+12^{\circ}}\right)\frac{1^{\text{atm.}}}{0^{\text{atm.}},0714 - 0^{\text{atm.}},059} =$$

0,096 mètre cube .

On augmenterait la puissance de cette machine, et l'on diminuerait notablement la consommation de combustible, en recouvrant le cylindre d'une chemise de vapeur, en donnant une certaine avance à l'échappement suivant les règles que nous avons posées dans l'article spécial consacré à l'examen des effets de cette avance (page 575), et enfin en fermant, avant la

fin de la course, l'orifice d'échappement, pour créer un coussin de vapeur qui diminuerait les fâcheux effets des espaces nuisibles en même temps que la condensation pendant la période d'admission.

Si, au lieu de donner au piston de cette machine, une vitesse de $1^m,50$ par seconde, on ne lui donnait qu'une vitesse de 1^m, ses dimensions et ses conditions de marche en seraient considérablement modifiées.

A la vitesse de 1^m, la contrepression du piston au lieu d'être en moyenne, de $0^{atm.},32$, ne serait plus, d'après le tableau, que de $0^{atm.},28$ ou de $2893^{kil.}$ par mètre carré, et l'on aurait :

$$0,785\ D^2 \,.\, (31000 - 2893)\ 1^m = 8721^{km.}\ ;$$

d'où $$D = 0^m,628\ .$$

Si la course restait le double du diamètre, elle aurait une longueur, de

$$0^m,628\ .\ 2 = 1^m,256\ .$$

Enfin, le nombre de courses, par minute, serait de

$\frac{60^m}{1,256} = 47,77$ et le nombre de révolutions, de 23,88.

On pourrait donner à ce piston, dans l'application, $0^m,65$ de diamètre, $1^m,60$ de course, et faire fonctionner l'appareil à la vitesse de 23 à 24 révolutions par minute.

Les dimensions de l'appareil de condensation seraient déterminées d'après les mêmes règles que ci-dessus.

Machine à détente et condensation.

Déterminer les dimensions principales, ainsi que les principales circonstances du mouvement d'une machine à détente et condensation, de la puissance de 100 chevaux, fonctionnant dans les conditions suivantes :

Tension initiale de la vapeur . . . $5^{atm.}$ où $51665^{kil.}$ par m^2 ;
vitesse moyenne du piston . . . . . $1^m,30$;
espace nuisible, 0,025 du volume engendré par le piston ;

détente jusqu'à 6 fois le volume initial de la vapeur, espace nuisible compris.

Cette machine est encore une de celles qui peuvent être calculées en adoptant la loi de Mariotte comme loi approximative de détente.

La tension à la fin de la détente, serait ici de $\frac{5^{atm.}}{6} = 0^{atm.},867$ à laquelle, d'après le tableau de la page 568, correspond une contrepression de $0^{atm.},22$ environ.

D'après le tableau de la page 592, le coefficient d'effet utile, serait d'environ 0,83 .

Le travail à transmettre au piston par minute, serait, dans ce cas :

$$\frac{75 \,.\, 100 \,.\, 60}{0,83} = 542168 \text{ kilogrammètres .}$$

En appliquant ici la méthode que nous avons exposée à propos du calcul des machines à détente sans condensation, nous trouvons successivement :

Course par minute . . . . . $1^m,30 \,.\, 60'' = 78^m$;

espace nuisible par minute . . . $0,025 \,.\, 78^m = \ldots 1^m,95$;

équation du travail par minute,

$$S\,(78^m + 1^m,95)\left[\frac{5^{atm.} \,.\, 10333}{6}\,(1 + \log 6 \,.\, 2,3026)\right] -$$

$$S\,(51665^{kil.} \,.\, 1^m,95 + 0^{atm.},22 \,.\, 10333 \,.\, 78^m) = 542168^{km.} ;$$

d'où $S = 0^{m^2},3298$ et $D = 0^m,648$.

Si l'on donne à la course, le double du diamètre, elle sera de

$$0^m,648 \,.\, 2 = 1^m,396 \,.$$

On pourrait, dans l'application, donner au piston

$0^m,68$ de diamètre et $1^m,45$ de course .

Pour la vitesse de $1^m,30$, le nombre de courses serait de $\frac{1^m,3 \,.\, 60''}{1^m,45} = 53,79$ et le nombre de révolutions, de 26,89 ; soit, en nombre rond, 27 révolutions par minute.

Appareil de condensation. — La course du piston étant de $1^m,45$ et l'espace nuisible étant équivalent à $0,025 \,.\, 1,45 = 0^m,0363$, le volume total occupé par la vapeur, à la fin de la détente, sera de

$$0,785\,(0^m,68)^2\,(1^m,45 + 0^m,0363) = 0^{m^3},5395\,.$$

Pour 27 révolutions, ou 54 courses par minute, le volume théorique de vapeur à condenser, sera de

$$0^{m^3},5395 \,.\, 54 \,.\, 60' = 1748 \text{ mètres cubes par heure.}$$

Le poids du mètre cube de vapeur à $0^{atm.},867$ étant, d'après la table, de $0^{kil.},53$ environ, les 1748 mètres cubes pèseront :

$$1748^{m^3} \,.\, 0^{kil.},53 = 926^{kil.},44\,.$$

Ce sont ces machines à un seul cylindre, à longue détente et condensation, qui consomment le plus de vapeur relativement à leur consommation théorique, surtout quand elles n'ont point de chemise de vapeur, quoiqu'elles fonctionnent très économiquement ; à cause du refroidissement très prononcé que le travail de détente utile et la vaporisation à l'échappement y produisent périodiquement. On peut admettre que la condensation à l'admission et le poids d'eau apporté de la chaudière, s'y élèveront à environ 35 p. °/₀ du poids total de fluide débité par cette chaudière.

Le volume de vapeur à $5^{atm.}$ fournie par la chaudière au cylindre, non condensée dans celui-ci, s'élève à

$$\frac{0^{m^3},5395}{6} = 0^{m^3},0899 \text{ par course ; soit } 0^{m^3},09\,.$$

Pour 27 révolutions ou 54 courses, le volume utilisé sera de

$$0^{m^3},09 \,.\, 54.60' = 291,6 \text{ mètres cubes par heure.}$$

Le poids du mètre cube de vapeur à $5^{atm.}$ est de $2^{kil.},75$, d'après la table ; de sorte que les $291^{m^3},6$, pèseront :

$$291^{m^3},6 \,.\, 2^{kil.},75 = 801^{kil.},9\,.$$

Puisque l'eau liquide mélangée à la vapeur forme les 0,35 du poids du mélange, celui-ci pèsera, à l'admission, un poids x donné par l'expression :

$$801^{kil.},9 + 0,35 \,.\, x = x \;; \quad \text{d'où } x = 1234^{kil.} \text{ par heure.}$$

Si la machine avait une chemise de vapeur, la condensation pourrait être réduite à 20 p. % probablement et l'on aurait :

$$801{,}9 + 0{,}20 \,.\, x = x \;; \quad \text{d'où } x = 1002^{\text{kil.}} \text{ par heure .}$$

En supposant que chaque kil. de houille brûlée, fournisse $8^{\text{kil.}},5$ de vapeur, la consommation de cette machine, par cheval et par heure, serait :

Dans le 1er cas, de $\dfrac{1234}{8{,}5 \,.\, 100} = 1^{\text{kil.}},45$;

dans le 2e cas, de $\dfrac{1002}{8{,}5 \,.\, 100} = 1^{\text{kil.}},18$.

On accroîtrait l'effet utile de la vapeur en la surchauffant un peu, pour diminuer sa condensation à l'admission, et en disposant l'appareil de distribution pour obtenir une légère avance à l'échappement et une compression sur la vapeur qui va au condenseur, avant la fin de la course. La consommation de quelques-unes de ces machines a pu être abaissée un peu au-dessous de $1^{\text{kil.}}$ de houille par cheval et par heure, quand elles étaient munies de bonnes chaudières et en appliquant tous les moyens d'accroître l'effet utile, que nous avons exposés précédemment.

Appareil de condensation. — Nous admettrons que la pompe à air est du système aspirant élévatoire, à simple effet et que son piston fournit autant de courses que le piston moteur, dans le même temps, et enfin, que l'on dispose de $26^{\text{kil.}}$ d'eau froide à 12° pour condenser chaque kil. de vapeur.

Le poids de vapeur à condenser pour deux courses, sera de

$$\frac{926^{\text{kil.}},44}{27^{\text{tours}}.60'} = 0^{\text{kil.}},572 \,,$$

et le poids d'eau froide appliquée à la condensation, de

$$0{,}572 \,.\, 26 = 14^{\text{kil.}},87 \,.$$

Pour maintenir la loi de Mariotte, il a fallu qu'il se vaporisât dans le cylindre, un poids d'eau liquide égal, à peu près, à 0,10 du poids total de vapeur et d'eau à la fin de l'admission; il ne restera donc que $0{,}35 - 0{,}10 = 0{,}25$ du poids de ce mélange,

à l'état liquide, au début de l'échappement, ce qui augmentera de $0^{kil.},19$ environ le poids total des eaux de condensation provenant de deux cylindrées.

En effet, sur une dépense totale de $1234^{kil.}$ de fluide par heure, il y en a $801^{kil.},9$ à l'état de vapeur à la fin de l'admission, et $926^{kil.},44$ à la fin de la détente, ce qui constitue une vaporisation de

$$\frac{926,44-801,9}{1234} = 0,10 \text{ environ}$$

du poids du mélange d'eau et de vapeur à la fin de cette admission.

Le poids total des eaux de condensation sera donc de

$$0^{kil.},572 + 14^{kil.},87 + 0^{kil.},19 = 15^{kil.},632 ,$$

qui occuperont un volume de 0,01563 mètre cube.

D'après le tableau de la page 399, la capacité du condenseur serait comprise entre 12 et 20 fois le volume des eaux de condensation, puisque la pompe est aspirante élévatoire et que la tension à la fin de la détente, est de $0^{atm.},867$.

Pour trouver exactement la capacité, on peut admettre une loi de proportionnalité inverse aux tensions, relativement à cette capacité, et procéder de la manière suivante :

Pour $0^{atm.},50$ la capacité est 20 fois le volume des eaux de condensation ;

pour $1^{atm.},00$ cette capacité n'est que de 12 fois ce volume ;

donc il y a augmentation de 8 volumes pour une diminution de $0^{atm.},50$. Or, pour $0^{atm.},867$ la diminution n'est que de $0^{atm.},133$ et l'augmentation de volume, ne sera que de

$$8 \frac{0,133}{0,50} = 2,128 .$$

La capacité du condenseur, sera donc de

$$0^{m^3},01563 \ (12 + 2,128) = 0,221 \text{ mètre cube} .$$

Quant au volume engendré par le piston de la pompe à air, nous admettrons, suivant ce que nous avons dit page 423, qu'il doit être suffisant pour abaisser la tension théorique jusqu'à $\frac{1}{15}$ d'atmosphère ou $0^{atm.},067$.

La température t' des eaux de condensation, en observant que la chaleur totale de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur à $0^{\text{atm.}},867$ est de $635^{\text{cal.}},600$, sera donné par la formule :

$$1^{\text{kil.}}\ (635,600 - t') = 26^{\text{kil.}}\ (t' - 12^{\circ})\ ;$$

d'où

$$t' = 35^{\circ},09\ .$$

A cette température, la tension de la vapeur est d'environ $0^{\text{atm.}},0555$, de sorte que la tension régulatrice des gaz proprement dits devra être abaissée jusqu'à

$$0^{\text{atm.}},067 - 0^{\text{atm.}},0555 = 0^{\text{atm.}},0115\ .$$

Le volume engendré par le piston de la pompe à air devrait donc être de

$$V = 0^{\text{m}^3},01563 + \frac{0^{\text{m}^3}C1563}{18}\left(\frac{273^{\circ} + 35^{\circ},09}{273^{\circ} + 12^{\circ}}\right)\frac{1^{\text{atm.}}}{0^{\text{atm.}},0115} =$$

0,0973 mètre cube.

Dans cette machine, la détente réelle est de 6 fois le volume initial de la vapeur, mais la détente apparente est beaucoup plus considérable. En effet, l'espace nuisible de 0,025 du volume total engendré par le piston, représente une hauteur de cylindre, de

$$1^{\text{m}},45\ .\ 0,025 = 0^{\text{m}},0363\ ;$$

la hauteur totale de la vapeur, dans le cylindre, avant le début de la détente, est donc de

$$\frac{1^{\text{m}},45 + 0^{\text{m}},0363}{6} = 0^{\text{m}}248.$$

Ainsi la vapeur est entrée dans le cylindre pendant que le piston parcourait un chemin de $0^{\text{m}},248 - 0^{\text{m}},0363 = 0^{\text{m}}2117$; puis ce piston a fourni après l'admission, une course de $1^{\text{m}},45 - 0^{\text{m}},2117 = 1^{\text{m}},2383$; de sorte que la valeur de la détente déterminée sans tenir compte de l'espace nuisible, serait de

$$\frac{1^{\text{m}},45}{0^{\text{m}},2117} = 6,85,$$

tandis que cette détente n'est, en réalité, que de 6.

On pousse rarement, dans ces machines, la détente au delà de 8 ou 10, ce qui donne une tension finale de la vapeur, égale

à $0^{atm.},625$ ou $0^{atm.},50$, quand la tension initiale est de $5^{atm.}$. On n'y dépasse guère, non plus, la tension initiale de 5 à $6^{atm.}$ absolues, parce que les appareils dans lesquels la tension de la vapeur dépasse ces limites, présentent d'assez graves inconvénients pratiques, et parce que les pertes inhérentes aux espaces nuisibles, croissent avec la tension de la vapeur lorsqu'il ne se produit pas, à la fin de l'échappement, une compression qui relève la tension jusque dans le voisinage de la tension d'admission, ce qui est presqu'impossible dans les machines à condensation.

Dans les machines à deux cylindres, cette influence fâcheuse des espaces nuisibles, à l'admission, est plus faible et l'on y pousse souvent la détente un peu plus loin. La tension finale, cependant, ne peut guère s'abaisser au-dessous de $0^{atm.},50$ ou $0^{atm.},40$, sans que les résistances passives absorbent la différence qui existe en ce moment, entre les travaux moteur et résistant, sur les deux faces du piston.

Machine à deux cylindres, à détente et condensation, du système de Woolf.

Dans les machines de cette catégorie, la vapeur arrive sous tension à peu près constante, dans un premier cylindre, pendant toute la course de son piston, ou seulement pendant une partie de cette course, en subissant, dans ce dernier cas, une certaine détente que l'on peut considérer comme s'effectuant suivant la loi de Mariotte. Cette vapeur passe ensuite dans un second cylindre plus grand que le premier, par un conduit plus ou moins long et achève sa détente par l'accroissement progressif du volume qu'elle occupe entre les deux pistons. Ces machines sont à condensation. Dans l'application, la tension de la vapeur entre les deux pistons, malgré la libre communication établie entre les deux cylindres, est toujours plus considérable dans le petit que dans le grand, surtout au début de la course, et la différence est d'autant plus grande que le conduit de communication est plus long, plus étroit et plus contourné.

Il est très difficile d'apprécier à priori cette différence dans des conditions de marche déterminées et l'on est forcé d'avoir recours à une autre méthode pour calculer le travail utile que l'on pourra obtenir d'une dépense donnée de vapeur.

On admet à priori qu'entre les deux pistons, la tension de la vapeur est uniforme dans toute la capacité qu'elle occupe, hypothèse qui conduit à évaluer trop haut le travail moteur sur le grand piston, et trop bas, le travail résistant derrière le petit piston, c'est-à-dire qui fournit une évaluation trop élevée du travail externe transmis par les deux pistons, l'erreur en trop portant sur le travail externe à détente entre ces deux pistons. On corrige ensuite l'erreur commise sur la valeur de ce dernier travail externe, par des coefficients pratiques recueillis à l'aide d'expériences directes sur des machines de même espèce.

Dans ce mode d'action de la vapeur, il se produit au moment de l'ouverture de la communication entre les deux cylindres, une détente brusque sans travail externe, dont il faut retrancher le travail de celui qui serait fourni par une détente continue, et la détente qui se produit après cette chute de pression non utilisée directement, se calcule en fonction du volume et de la tension que possède la vapeur après la chute de pressjon.

Nous chercherons d'abord la formule de travail applicable à ce mode d'action de la vapeur. Représentons par :

P la tension initiale de la vapeur ;

V le volume correspondant à la période d'admission dans le petit cylindre ;

x la fraction du volume du petit cylindre, qui représente son espace nuisible ;

n' le chiffre de la détente effective dans le petit cylindre ;

n_1 le chiffre de la détente apparente dans ce petit cylindre;

nV le volume engendré par le grand piston ;

$x'nV$ le volume de l'espace nuisible du grand cylindre, comprenant toute la capacité du conduit de communication entre les deux cylindres ;

P' la tension de la vapeur dans le petit cylindre, à la fin de la détente qui s'y effectue ;

P_1 la tension dans le grand cylindre, au commencement de la course de son piston ;

P'' la contrepression moyenne du grand piston.

(Fig. 51) Si n_1 est la détente apparente dans le petit cylindre, ou le rapport entre le volume total qu'engendre son piston et le volume engendré par ce piston pendant la période d'admission, on aura :

Volume engendré, total. . . . . $n_1 V$;

Volume de l'espace nuisible. . . . . $xn_1 V$;

Volume total occupé par la vapeur à la fin de la détente. . . . . $n_1 V + xn_1 V = n_1 V (x + 1)$,

et la détente réelle n' sera de

$$n' = \frac{n_1 V (x+1)}{xn_1 V + V} = \frac{n_1 (x+1)}{n_1 x + 1}, \qquad \text{(A)}$$

Le travail absolu à pression pleine et à détente, aura alors pour valeur :

$$PV + PV (n_1 x + 1) \log n' . 2{,}3026 =$$
$$PV [1 + (n_1 x + 1) \log n' . 2{,}3026].$$

Au lieu d'évaluer ainsi le travail absolu sur le petit piston en une course, on peut aussi considérer le volume de vapeur correspondant à l'espace nuisible, comme ayant produit son travail à pression pleine, puis retrancher ce dernier travail qui n'a pas été produit, dans l'expression finale du travail transmis aux deux pistons.

On a, dans cette hypothèse, pour travail transmis au petit piston

$$PV (n_1 x + 1) [1 + \log n' . 2{,}3026]. \qquad \text{(B)}$$

Après cette première détente, le volume de la vapeur à la tension $\frac{P}{n'} = P'$, passe brusquement de $n_1 V (x + 1)$ à $n_1 V (x + 1) + x' n V$ et la tension de $\frac{P}{n'}$ à P_1; ce qui donne, d'après la loi de Hirn, $P_1 V (n_1 x + n_1 + nx') = \frac{P}{n'} n_1 V (x+1) =$

$$P V (n_1 x + 1).$$

La détente se continuant alors dans le grand cylindre, le volume de la vapeur passe de $n_1 \mathrm{V}(x+1) + x'n\mathrm{V}$ à $xn_1\mathrm{V} + x'n\mathrm{V} + n\mathrm{V}$, ce qui donne un chiffre supplémentaire de détente égal à

$$\frac{\mathrm{V}(n_1 x + nx' + n)}{\mathrm{V}(n_1 x + n_1 + nx')} = \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n_1 + nx'}, \qquad \text{(C)}$$

et le travail absolu à détente transmis au grand piston, diminué du travail de contrepression du petit piston, dans l'hypothèse que nous avons admise d'une égalité continue de la tension sur les deux pistons, devient

$$\mathrm{P}\,\mathrm{V}(n_1 x + 1) \log \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n_1 + nx'} 2{,}3026. \qquad \text{(D)}$$

En faisant la somme des deux travaux successifs à détente, que nous venons de déterminer, et en retranchant de cette somme le travail sous la tension initiale, qui correspond à l'espace nuisible du petit cylindre, que nous avons supposé utilisé, dans l'expression (B), quoiqu'il ne le fût pas, et le travail de contrepression du grand piston, on obtient l'expression suivante du travail effectif transmis aux deux pistons en une course :

$$\mathrm{P}\,\mathrm{V}(n_1 x + 1)[1 + \log. n' . 2{,}3026] + \mathrm{P}\,\mathrm{V}(n_1 x + 1)$$
$$\log \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n x' + n_1} 2{,}3026 - \mathrm{P}\,xn_1\mathrm{V} - \mathrm{P}''n\mathrm{V}.$$

Dans l'application, le travail effectif à détente, entre les deux pistons, est toujours inférieur à celui que fournit le second terme de cette expression, parce que, en vertu de l'écoulement de la vapeur du petit cylindre dans le grand, la tension sur le grand piston est plus faible et la tension derrière le petit, plus considérable que nous ne l'avons supposé, de quantités qui dépendent de la largeur des communications, de leur longueur, de la vitesse des pistons et des causes de refroidissement auxquelles la vapeur peut être soumise dans le trajet.

En représentant par y la fraction de ce travail théorique qui peut être obtenue dans la pratique quand les conduits sont suffisamment larges et courts, et en simplifiant l'expression ci-dessus, on obtient l'expression générale suivante du travail obtenu en une course des deux pistons :

$$P V (n_1 x + 1) \left[1 + 2{,}3026 \left(\log n' + y . \log \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n x' + n_1} \right) \right] - V (P n_1 x + P'' . n) . \qquad (E)$$

Nous avons vu précédemment, page 499, que la perte sur ce travail à détente représenté par l'expression (D), s'élevait au moins à $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{3}$ suivant que la machine possédait, ou non, une chemise de vapeur ; cela porte la valeur de y à 0,75 ou 0,67 suivant les circonstances. Cette perte de travail entre les deux pistons ne se réduit à ces valeurs, que lorsque la machine est judicieusement établie et que les passages de communication entre les deux cylindres restent bien ouverts pendant l'écoulement de la vapeur.

Nous pouvons maintenant, à l'aide de ces notions qu'il ne faut pas considérer comme tout à fait exactes, mais qui le sont suffisamment pour éviter de graves mécomptes dans l'application, procéder à la recherche des dimensions d'une machine de Woolf qui doit développer une puissance déterminée.

Déterminer les dimensions principales, ainsi que les principales circonstances du mouvement, d'une machine de Woolf de la puissance de 100 chevaux, fonctionnant dans les conditions suivantes :

Tension initiale de la vapeur. . . . $4^{atm.}$ absolues ou $41332^{kil.}$ par m^2 ;

La détente sera commencée au milieu de la course du petit piston.

Le volume engendré par le grand piston sera 5 fois le volume engendré par le petit, ce qui porte la détente apparente à 10 fois le volume initial de la vapeur;

Le vide sera fait dans le condenseur jusqu'à une limite suffisante pour abaisser la contrepression moyenne du grand piston à $0^{atm.}$,2 ou à $2067^{kil.}$ par mètre carré ;

L'espace nuisible du petit cylindre sera les 0,03 du volume engendré par son piston ;

L'espace nuisible du grand cylindre, comprenant la capacité

du conduit entre les deux cylindres, sera les 0,08 du volume engendré par le grand piston ;

La machine doit faire 22 révolutions par minute, ce qui correspond à 44 courses simples.

Ces données fournissent, pour l'expression générale (E), les valeurs numériques suivantes :

$P = 41332^{kil.}$; $P'' = 2067^{kil.}$; $x = 0,03$; $x' = 0,08$; $n_1 = 2$; $n = 10$;

$$n' = \frac{2 \,.\, 1,03}{2 \,.\, 0,03 + 1} = 1,943 \,;\; \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n x' + n_1} =$$

$$\frac{0.06 + 0.8 + 10}{0,06 + 0,8 + 2} = 3,797.$$

Quant à la valeur de y, elle sera de 0,75 si nous admettons que la machine aura une chemise de vapeur et que les conduits seront courts et larges.

La puissance de cette machine devant être de 100 chevaux en 44 courses simples des pistons, et le coefficient d'effet utile pouvant être évaluée à priori à environ 0,78 d'après ce que nous avons dit page 592, le travail transmis aux pistons par course, sera de

$$\frac{100^{ch.} \,.\, 75^{km.} \,.\, 60''}{44 \,.\, 0,78} = 13112 \text{ kilogrammètres.}$$

En appliquant ces valeurs numériques à l'expression (E), il vient :

$$V \,.\, 41332 \,.\, 1,06 \left[1 + 2,3026 \,(\log 1,943 + 0,75 \,.\, \log 3,797) \right] -$$
$$V \,(41332^{kil.} \,.\, 0,06 + 10 \,.\, 2067^{kil.}) = 13112^{km.}.$$

En résolvant cette équation relativement à V volume engendré par le petit piston pendant la période d'admission, on trouve

$$V = 0,142 \text{ mètre cube.}$$

Le volume de vapeur effectivement dépensé par course se composera de ce volume $0^{m^3},142$, plus le volume correspondant à l'espace nuisible, plus celui qui sera condensé pendant la période d'admission.

Si l'on admet que le volume de vapeur à basse pression qui se trouve dans l'espace nuisible au début de l'admission, est

assez faible pour être négligé, ce volume supplémentaire à $4^{atm.}$, qui devra être fourni par la chaudière pour emplir l'espace nuisible, sera de

$$0{,}03.2.0^{m^3},142 = 0^{m^3},0085.$$

Enfin si l'on admet, par analogie avec les faits antérieurement constatés dans les machines de cette catégorie, que l'eau emportée de la chaudière à l'état liquide et la vapeur condensée pendant l'admission, représentent 12 °/₀ du fluide total dépensé par course, cette dépense x de vapeur à $4^{atm.}$, sera

$$0^{m^3},142 + 0^{m^3},0085 + 0{,}12.x = x;$$

d'où $$x = 0^{m^3},171.$$

Pour les 44 courses par minute, la dépense sera de

$$0{,}171.44 = 7{,}524 \text{ mètres cubes,}$$

et elle sera par cheval et par heure, de

$$\frac{7{,}524.\,60'}{100^{ch.}} = 4{,}5144 \text{ mètres cubes.}$$

Le poids de 1^{m^3} de vapeur à $4^{atm.}$ étant de $2^{kil.},23$, celui de la vapeur dépensée, sera de

$$4^{m^3},5144.\,2^{kil.},23 = 10^{kil.},067,$$

et si l'on admet que la chaudière fournisse $8^{kil.},5$ de vapeur par kil. de houille brûlée, la dépense en combustible sera de

$$\frac{10^{kil.},067}{8^{kil.},5} = 1^{kil.},184 \text{ par cheval et par heure.}$$

Ce résultat place la machine de Woolf, à peu près sur la même ligne que la machine à un cylindre, pour le même degré de détente, quoique le travail obtenu de la détente y soit moindre ; parce que l'espace nuisible à l'admission y est plus petit pour le même volume de vapeur admise et parce que la condensation pendant l'admission, y est moindre, pour les motifs que nous avons exposés précédemment.

Dans cette machine, le volume engendré par le petit piston serait de $2.\,0^{m^3},142 = 0{,}284$ mètre cube, et le volume engendré par le grand, de $10.\,0^{m^3},142 = 1{,}42$ mètre cube.

On pourrait donner au grand piston, une surface de 1 mètre

carré, qui correspond à un diamètre de $1^m,128$, et une course de $1^m,42$.

Si le petit piston a la même course que le grand, son diamètre d sera donné par l'équation

$$0,785\ d^2 . 1^m,42 = 0^{m3},284\ ;\ \text{d'où}\ d = 0^m,504.$$

Si, ce qui arrive assez fréquemment, ce dernier piston avait une course plus petite que celle du grand, on se donnerait la course qu'il doit fournir et l'on agrandirait son diamètre de façon à obtenir le même volume $0^{m3},284$.

A ces volumes engendrés par les pistons, il faudrait ajouter les espaces nuisibles et les volumes de ces pistons, pour déterminer les capacités des cylindres.

La vitesse moyenne du grand piston, par seconde, dans les conditions de marche que nous avons adoptées, serait de

$$\frac{44 . 1^m,42}{60''} = 1^m,061.$$

La vitesse moyenne du petit piston serait la même, s'ils avaient la même course, mais si ce dernier avait une course plus petite que celle du grand piston, sa vitesse moyenne serait diminuée dans le même rapport que sa course.

Ces machines de Woolf ne doivent pas fonctionner à grande vitesse, pour éviter les trop fortes chutes de tension de la vapeur du petit au grand cylindre.

Tout l'appareil de condensation se calculerait exactement comme nous avons calculé celui de la machine à détente et condensation à un seul cylindre, que nous avons adoptée dans l'application précédente ; toutes les conditions de condensation que nous avons admises pour cette dernière pourraient être admises également pour la machine de Woolf.

On pourrait, dans l'application, augmenter un peu, par prudence, les dimensions de la machine que nous venons de calculer ou, si elles étaient adoptées sans modifications, admettre la vapeur dans le petit cylindre pendant une partie un peu plus

grande de la course de son piston, si elle ne fournissait à l'essai qu'un peu moins des 100 chevaux demandés. La consommation de vapeur en serait légèrement augmentée.

Il serait bon aussi d'introduire dans cette machine, une certaine compression à la fin des courses des pistons, afin d'amoindrir les inconvénients des espaces nuisibles et, pour cela, de munir chaque cylindre de sa distribution spéciale, ce qui permettrait de régler dans les meilleures conditions, le degré de compression dans chacun de ces cylindres. Une légère avance à l'échappement dans ceux-ci serait encore favorable et, enfin, on diminuerait la consommation de vapeur en la surchauffant un peu pour vaporiser l'eau emportée de la chaudière et diminuer la condensation à l'admission.

Calcul des machines Compound.

Les machines Compound dérivent, comme nous l'avons déjà dit précédemment, de la machine de Woolf ; elles n'en diffèrent que par une capacité placée entre le petit et le grand cylindre ; mais l'existence de cette capacité qui fait office de réservoir, permet de modifier les conditions du travail de la vapeur dans le second cylindre, d'une façon indépendante des conditions de ce travail dans le premier, absolument comme si ce second cylindre recevait directement sa vapeur d'une chaudière spéciale.

Dans ces machines, les deux cylindres sont habituellement revêtus d'une chemise de vapeur et la capacité qui les met en communication est formée par une enveloppe en fonte, concentrique avec la chemise de vapeur du petit cylindre ; de sorte que la vapeur à haute température qui traverse la chemise, réchauffe à la fois la vapeur qui travaille dans ce petit cylindre et la vapeur qui vient de s'en échapper et qui séjourne momentanément dans le réservoir intermédiaire. Celui-ci peut être, avantageusement, recouvert de substances peu conductrices de la chaleur, pour empêcher le refroidissement par sa surface externe et, ordinairement, pour réchauffer plus énergiquement encore la vapeur qui s'est échappée du premier

du conduit entre les deux cylindres, sera les 0,08 du volume engendré par le grand piston ;

La machine doit faire 22 révolutions par minute, ce qui correspond à 44 courses simples.

Ces données fournissent, pour l'expression générale (E), les valeurs numériques suivantes :

$P = 41332^{kil.}$; $P'' = 2067^{kil.}$; $x = 0,03$; $x' = 0,08$; $n_1 = 2$; $n = 10$;

$$n' = \frac{2 \,.\, 1,03}{2 \,.\, 0,03 + 1} = 1,943 \,;\, \frac{n_1 x + n x' + n}{n_1 x + n x' + n_1} =$$

$$\frac{0,06 + 0,8 + 10}{0,06 + 0,8 + 2} = 3,797.$$

Quant à la valeur de y, elle sera de 0,75 si nous admettons que la machine aura une chemise de vapeur et que les conduits seront courts et larges.

La puissance de cette machine devant être de 100 chevaux en 44 courses simples des pistons, et le coefficient d'effet utile pouvant être évaluée à priori à environ 0,78 d'après ce que nous avons dit page 592, le travail transmis aux pistons par course, sera de

$$\frac{100^{ch.} \,.\, 75^{km.} \,.\, 60''}{44 \,.\, 0,78} = 13112 \text{ kilogrammètres.}$$

En appliquant ces valeurs numériques à l'expression (E), il vient :

$$V \,.\, 41332 \,.\, 1,06 \left[1 + 2,3026 \,(\log 1,943 + 0,75 \,.\, \log 3,797) \right] -$$
$$V \,(41332^{kil.} \,.\, 0,06 + 10 \,.\, 2067^{kil.}) = 13112^{km.}.$$

En résolvant cette équation relativement à V volume engendré par le petit piston pendant la période d'admission, on trouve

$$V = 0,142 \text{ mètre cube.}$$

Le volume de vapeur effectivement dépensé par course se composera de ce volume $0^{m^3},142$, plus le volume correspondant à l'espace nuisible, plus celui qui sera condensé pendant la période d'admission.

Si l'on admet que le volume de vapeur à basse pression qui se trouve dans l'espace nuisible au début de l'admission, est

assez faible pour être négligé, ce volume supplémentaire à $4^{atm.}$, qui devra être fourni par la chaudière pour emplir l'espace nuisible, sera de

$$0,03.2.0^{m^3},142 = 0^{m^3},0085.$$

Enfin si l'on admet, par analogie avec les faits antérieurement constatés dans les machines de cette catégorie, que l'eau emportée de la chaudière à l'état liquide et la vapeur condensée pendant l'admission, représentent 12 °/₀ du fluide total dépensé par course, cette dépense x de vapeur à $4^{atm.}$, sera

$$0^{m^3},142 + 0^{m^3},0085 + 0,12.x = x;$$

d'où

$$x = 0^{m^3},171.$$

Pour les 44 courses par minute, la dépense sera de

$$0,171.44 = 7,524 \text{ mètres cubes,}$$

et elle sera par cheval et par heure, de

$$\frac{7,524.60'}{100^{ch.}} = 4,5144 \text{ mètres cubes.}$$

Le poids de 1^{m^3} de vapeur à $4^{atm.}$ étant de $2^{kil.},23$, celui de la vapeur dépensée, sera de

$$4^{m^3},5144.2^{kil.},23 = 10^{kil.},067,$$

et si l'on admet que la chaudière fournisse $8^{kil.},5$ de vapeur par kil. de houille brûlée, la dépense en combustible sera de

$$\frac{10^{kil.},067}{8^{kil.},5} = 1^{kil.},184 \text{ par cheval et par heure.}$$

Ce résultat place la machine de Woolf, à peu près sur la même ligne que la machine à un cylindre, pour le même degré de détente, quoique le travail obtenu de la détente y soit moindre ; parce que l'espace nuisible à l'admission y est plus petit pour le même volume de vapeur admise et parce que la condensation pendant l'admission, y est moindre, pour les motifs que nous avons exposés précédemment.

Dans cette machine, le volume engendré par le petit piston serait de $2.0^{m^3},142 = 0,284$ mètre cube, et le volume engendré par le grand, de $10.0^{m^3},142 = 1,42$ mètre cube.

On pourrait donner au grand piston, une surface de 1 mètre

carré, qui correspond à un diamètre de $1^m,128$, et une course de $1^m,42$.

Si le petit piston a la même course que le grand, son diamètre d sera donné par l'équation

$$0,785\ d^2 .\ 1^m,42 = 0^{m3},284\ ;\ \text{d'où}\ d = 0^m,504.$$

Si, ce qui arrive assez fréquemment, ce dernier piston avait une course plus petite que celle du grand, on se donnerait la course qu'il doit fournir et l'on agrandirait son diamètre de façon à obtenir le même volume $0^{m3},284$.

A ces volumes engendrés par les pistons, il faudrait ajouter les espaces nuisibles et les volumes de ces pistons, pour déterminer les capacités des cylindres.

La vitesse moyenne du grand piston, par seconde, dans les conditions de marche que nous avons adoptées, serait de

$$\frac{44.\ 1^m,42}{60''} = 1^m,061.$$

La vitesse moyenne du petit piston serait la même, s'ils avaient la même course, mais si ce dernier avait une course plus petite que celle du grand piston, sa vitesse moyenne serait diminuée dans le même rapport que sa course.

Ces machines de Woolf ne doivent pas fonctionner à grande vitesse, pour éviter les trop fortes chutes de tension de la vapeur du petit au grand cylindre.

Tout l'appareil de condensation se calculerait exactement comme nous avons calculé celui de la machine à détente et condensation à un seul cylindre, que nous avons adoptée dans l'application précédente ; toutes les conditions de condensation que nous avons admises pour cette dernière pourraient être admises également pour la machine de Woolf.

On pourrait, dans l'application, augmenter un peu, par prudence, les dimensions de la machine que nous venons de calculer ou, si elles étaient adoptées sans modifications, admettre la vapeur dans le petit cylindre pendant une partie un peu plus

grande de la course de son piston, si elle ne fournissait à l'essai qu'un peu moins des 100 chevaux demandés. La consommation de vapeur en serait légèrement augmentée.

Il serait bon aussi d'introduire dans cette machine, une certaine compression à la fin des courses des pistons, afin d'amoindrir les inconvénients des espaces nuisibles et, pour cela, de munir chaque cylindre de sa distribution spéciale, ce qui permettrait de régler dans les meilleures conditions, le degré de compression dans chacun de ces cylindres. Une légère avance à l'échappement dans ceux-ci serait encore favorable et, enfin, on diminuerait la consommation de vapeur en la surchauffant un peu pour vaporiser l'eau emportée de la chaudière et diminuer la condensation à l'admission.

Calcul des machines Compound.

Les machines Compound dérivent, comme nous l'avons déjà dit précédemment, de la machine de Woolf ; elles n'en diffèrent que par une capacité placée entre le petit et le grand cylindre ; mais l'existence de cette capacité qui fait office de réservoir, permet de modifier les conditions du travail de la vapeur dans le second cylindre, d'une façon indépendante des conditions de ce travail dans le premier, absolument comme si ce second cylindre recevait directement sa vapeur d'une chaudière spéciale.

Dans ces machines, les deux cylindres sont habituellement revêtus d'une chemise de vapeur et la capacité qui les met en communication est formée par une enveloppe en fonte, concentrique avec la chemise de vapeur du petit cylindre ; de sorte que la vapeur à haute température qui traverse la chemise, réchauffe à la fois la vapeur qui travaille dans ce petit cylindre et la vapeur qui vient de s'en échapper et qui séjourne momentanément dans le réservoir intermédiaire. Celui-ci peut être, avantageusement, recouvert de substances peu conductrices de la chaleur, pour empêcher le refroidissement par sa surface externe et, ordinairement, pour réchauffer plus énergiquement encore la vapeur qui s'est échappée du premier

premier cylindre, mais nous verrons plus tard qu'il sera en réalité un peu moindre parce que la contrepression moyenne du petit piston sera un peu supérieure à $1^{atm.},15$.

Si la vapeur était moins détendue dans le petit cylindre, la tension moyenne maintenue dans le réservoir serait plus élevée, parce que nous avons admis la condition favorable de réduire au minimum les chutes de pression non utilisées, et le travail transmis au petit piston deviendrait trop faible eu égard à la convenance de transmettre à peu près le même travail à chacun des deux pistons.

Nous admettrons donc, au moins provisoirement, cette détente 3,5 dans le premier cylindre et la tension de $1^{atm.}$ dans le réservoir au moment où l'admission de la vapeur dans le grand cylindre, se fermera.

A cette époque, la tension dans le grand cylindre, qui doit être inférieure à celle du réservoir, de $0^{atm.},15$ d'après nos conventions, sera de $1^{atm.} - 0^{atm.},15 = 0^{atm.},85$; et comme, à la fin de la course du grand piston, la tension ne doit plus être que de $0^{atm.},5625$, la fraction du volume de ce cylindre qui aura reçu la vapeur pendant la période d'admission, sera de

$$\frac{0^{atm.},5625}{0^{atm.},85} = 0,662 \text{ du volume total,}$$

ce qui porte le chiffre de la détente en vase clos dans ce grand cylindre, dont la capacité est de $0^{m^3},98$, à

$$\frac{1}{0,662} = 1,51,$$

et le travail absolu à détente, après la fermeture de l'admission, à

$$0^{atm.}85 . 10333^{kil.} . 0,662 . 0^{m^3},98 \log 1,51 . 2,3026 = 2346^{km.}.$$

Déterminons maintenant les diverses pressions qui existent dans la capacité comprise entre les deux pistons, pendant les principales phases d'une opération, en prenant pour point de départ les tensions que nous avons admises pour l'instant où se ferme l'admission dans le grand cylindre, c'est-à-dire lorsque son piston a parcouru les 0,662 de sa course, et qui sont :

Tension sur le grand piston . . . . $0^{atm.},85$;

Tension dans le réservoir . . . . . $1^{atm.},00$;
Tension dans le petit cylindre ou contrepression de son piston. . . . . $1^{atm.},15$;

Lorsque le grand piston est au milieu de sa course, le petit est au commencement de la sienne, si on néglige l'obliquité des bielles; ces positions relatives sont représentées par les lettres B et B′ de la figure 52.

A partir de cette position, le grand piston passe de B′ en A′ et l'admission se ferme dans ce cylindre après que le piston a parcouru

$$0,662 - 0,50 = 0,162 \text{ de sa course.}$$

L'angle a décrit pendant cette période, en désignant par L la course entière du piston, sera donné par l'expression:

$$\frac{L}{2} \sin a = 0,162 \,.\, L\,; \quad \text{d'où } a = 18^{\circ},54'.$$

Pendant ce temps, la manivelle du petit piston a décrit le même angle et ce piston a parcouru depuis le commencement de sa course, un chemin égal à

$$\frac{L}{2}\,(1 - \cos 18^{\circ},54') = \frac{L}{2}\,(1 - 0,9461) = 0,027 \,.\, L\,.$$

D'après cela, la décharge du petit cylindre dans le réservoir se fait au début de la course du piston, lorsque le grand se trouve au milieu de la sienne; puis, lorsque le grand piston a parcouru les 0,662 de sa course et le petit les 0,027 de la sienne, l'admission dans le grand cylindre se ferme et l'admission, dans le petit, se continue jusqu'à ce que son piston ait parcouru les $\frac{1}{3,5} = 0,2857$ de sa course et, pendant toute la période comprise entre les 0,027 et les 0,50 de la course de ce piston, la vapeur qui s'échappe du petit cylindre s'accumule dans le réservoir qui n'a plus de communication avec le grand. A partir de cet instant, l'admission dans le grand cylindre se rouvre puis, pendant la seconde moitié de la course du petit piston, il y a libre communication entre les deux cylindres, et la vapeur se détend de la différence entre les volumes engendrés par les deux pistons.

Lorsque le grand piston est arrivé au milieu de sa course,

il se fait une nouvelle décharge du petit cylindre dans le réservoir, la tension se relève dans toute la capacité comprise entre les deux pistons, et une nouvelle détente se produit entre ces pistons par suite d'un excédant du volume engendré par le grand piston sur le volume engendré par le petit, jusqu'à ce que l'admission se ferme dans le grand. Toutes les phases principales correspondantes à une demi-révolution de l'arbre moteur, sont alors accomplies et elles se reproduisent indéfiniment dans les mêmes conditions.

En prenant pour point de départ l'instant de la fermeture de l'admission dans le grand cylindre, pour rechercher les diverses tensions qui se produisent entre les deux pistons pendant les différentes phases d'une opération, on a en ce moment, comme nous l'avons déjà dit :

Tension dans le grand cylindre . . . . . $0^{atm.},85$;
Tension dans le réservoir . . . . . $1^{atm.},00$;
Tension dans le petit cylindre . . . . . $1^{atm.},15$.

A partir de ce moment jusqu'à la fin de la course du grand piston, la vapeur d'échappement du petit cylindre s'accumule dans le réservoir dont la capacité est $2\,v$, si l'on représente par v la capacité du petit cylindre.

En vertu de cette désignation, la capacité du grand sera $2{,}286 \,.\, v$.

Dans cette recherche des variations de la tension entre les deux pistons, nous nous servirons du principe suivant qui dérive de la loi de Mariotte : *Lorsqu'une masse constante de gaz est comprise dans plusieurs capacités en communication et qui peuvent varier de grandeur, en faisant varier la quantité de gaz comprise dans chacune d'elles, la somme des produits du volume de chaque capacité par la tension qui y règne, est la même à chaque instant.*

D'après ce principe, la somme de ces produits, à l'instant où l'admission se ferme dans le grand cylindre, est,

$$1^{atm.},15 \,.\, v\,(1 - 0{,}027) + 1^{atm.},00 \,.\, 2v + 0^{atm.},85 \,.\, \frac{2{,}286}{2}\,v.$$

Depuis ce moment jusqu'au milieu de la course du petit

piston ou jusqu'à la fin de la course du grand, la communication du réservoir au grand cylindre étant interrompue, il n'y a plus à prendre en considération que la somme des produits relatifs au petit cylindre et au réservoir. Cette somme est au début de cette période :

$$1^{\text{atm.}},15\,(1 - 0{,}027)\,v + 1^{\text{atm.}}\,.\,2\,v,$$

et, en désignant par P_1 la tension dans le réservoir, qui doit l'emporter sur celle du petit cylindre de $0^{\text{atm.}},15$, elle est à la fin, de

$$\frac{v}{2}\,(P_1 + 0^{\text{atm.}},15) + P_1\,.\,2\,v.$$

En égalant ces deux sommes, il vient :

$$1^{\text{atm.}},15\,.\,0{,}973 + 2 = 0{,}50\,.\,P_1 + 0{,}075 + 2\,P_1\,;$$

d'où $$P_1 = 1^{\text{atm.}},2176.$$

La tension dans le petit cylindre sera, au même instant

$$1^{\text{atm.}},2176 + 0^{\text{atm.}},15 = 1^{\text{atm.}},3676.$$

En ce moment l'admission dans le grand-cylindre s'ouvre et comme nous avons admis que la tension y doit être inférieure à celle du réservoir, de $0^{\text{m}},15$, la tension sur le grand piston sera dès le début de sa course

$$1^{\text{atm.}},2176 - 0^{\text{atm.}},15 = 1^{\text{atm.}},0676.$$

On aura donc, au moment où la course du grand piston commence et où le petit est au milieu de la sienne :

Pression dans le petit cylindre ou contrepression de son piston . . . . . $1^{\text{atm.}},3676$.

Pression dans le réservoir . . . . . $1^{\text{atm.}},2176$.

Pression sur le grand piston. . . . . $1^{\text{atm.}},0676$;

mais la masse de vapeur contenue dans le grand cylindre est supposée nulle, puisque nous avons supposé que les espaces nuisibles pouvaient être négligés.

Pendant la première moitié de la course du grand piston ou pendant la seconde moitié de la course du petit, la masse de vapeur comprise entre les deux pistons, est constante, et l'on a encore pour le début de cette période,

$$1^{\text{atm.}},3676\,.\,\frac{v}{2} + 1^{\text{atm.}},2176\,.\,2\,v.$$

Si l'on désigne par P_2 la tension dans le réservoir, à la fin de la même période, on aura

$$P_2 \,.\, 2\,v + (P_2 - 0^{\text{atm.}},15)\,\frac{2,286}{2}\,v\,;$$

et, en égalant les deux sommes,

$$0,6838 + 2,4352 = 2\,P_2 + 1,143\,P_2 - 0,177\,;$$

d'où $$P_2 = 1^{\text{atm.}},046.$$

On aura donc au milieu de la course du grand piston ou à la fin de la course du petit, avant que la décharge du petit cylindre se fasse dans le réservoir :

Pression dans le petit cylindre ou contrepression de son piston . . . . . $1^{\text{atm.}},046 + 0^{\text{atm.}},15 = 1^{\text{atm.}},196$;

Pression dans le réservoir. . . . . $1^{\text{atm.}},046$;

Pression dans le grand cylindre . . . . . $1^{\text{atm.}},046 - 0^{\text{atm.}},15 = 0^{\text{atm.}},896$,

et l'on a, pour cette position des pistons

$$1^{\text{atm.}},046 \,.\, 2\,v + 0^{\text{atm.}},896\,\frac{2,286}{2}\,v\,.$$

Immédiatement après, la décharge du petit cylindre se fait dans le réservoir et la tension dans ce réservoir et dans le grand cylindre, augmente.

Le petit cylindre, à la fin de la détente utile qui s'y produit, contenait le volume v de vapeur à $1^{\text{atm.}},286$ qui s'ajoute à la masse comprise dans le réservoir et dans le grand cylindre et l'on a, pour l'instant qui précède le mélange :

$$1^{\text{atm.}},286 \,.\, v + 1^{\text{atm.}},046 \,.\, 2\,v + 0^{\text{atm.}},896\,\frac{2,286}{2}\,v\,.$$

Quand l'équilibre, avec différence de tension de $0^{\text{atm.}},15$, s'est établi entre les capacités en communication, opération que nous supposerons instantanée, la somme des tensions par les volumes correspondants, sera, en désignant par P_2 la tension dans le réservoir :

$$(P_2 + 0^{\text{atm.}},15)\,v + P_2 \,.\, 2\,v + (P_2 - 0^{\text{atm.}},15)\,\frac{2,286}{2}\,v,$$

et si l'on égale les deux sommes avant et après que l'équilibre s'est établi, il vient

$1^{atm.},286 + 2,092 + 1,024 = P_3 + 0,15 + 2P_3 + 1,143\,P_3 - 0,171;$

d'où $P_3 = 1^{atm.},057.$

Ainsi, au milieu de la course du grand piston, après que la décharge du petit cylindre s'est effectuée, on aura :

Pression dans le petit cylindre ou contrepression de son piston . . . . $1^{atm.},057 + 0^{atm.},15 = 1^{atm.},207$

Pression dans le réservoir. . . . . $1^{atm.},057$

Pression sur le grand piston. $1^{atm.},057 - 0^{atm.},15 = 0^{atm.},907.$

La course des deux pistons se continuant, à partir de cette position, jusqu'à la fermeture de l'admission dans le grand cylindre, le piston du grand parcourt, dans cette période, les 0,162 de la course, le piston du petit les 0,027 de la sienne ; le volume de vapeur compris entre les deux pistons, augmente et les tensions diminuent de façon à reproduire, au moment de la fermeture de l'admission dans le grand cylindre, les tensions que nous avons admises au commencement de cette recherche, c'est-à-dire :

Sous le petit piston. . . . . $1^{atm.},15$

Dans le réservoir . . . . . $1^{atm.},00$

Sur le grand piston. . . . . $0^{atm.},85$;

puis toutes les opérations que nous avons analysées, se reproduisent.

En récapitulant les pressions dans le petit cylindre, qui constituent les contrepressions successives de son piston, nous trouvons :

Au début de sa course	$1^{atm.},207$
Après qu'il a parcouru 0,027 de sa course. .	$1^{atm.},150$
Au milieu de sa course	$1^{atm.},3676$
A la fin de sa course	$1^{atm.},196$
Moyenne. . .	$1^{atm.},230$

Il en résulte que la contrepression moyenne de ce piston est plus considérable que la contrepression $1^{atm.},15$ que nous avons primitivement adoptée pour calculer le volume de vapeur qui devait être dépensée par coup de piston.

Si l'on veut bien admettre pour contrepression pendant toute la course du petit piston, vu les faibles différences des contre-

pressions ci-dessus, leur valeur moyenne $1^{atm.},230$, quoique ce ne soit pas tout à fait exact, le travail transmis au petit piston en une course, au lieu d'être de $7758^{km.}$, comme nous l'avons admis précédemment (voir *m*), ne sera que de

$$12832^{km.} - 1^{atm.},23 \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 0^{m^3},4287 = 7384 \text{ kilogrammètres.}$$

Déterminons maintenant le travail transmis, pendant les différentes phases d'une opération, au grand piston qui éprouve une contrepression que nous avons supposée constante et égale à $0^{atm.},2$; soit $2066^{kil.}$ par mètre carré.

Nous avons déjà trouvé plus haut que le travail absolu transmis à ce piston, depuis la fermeture de l'admission jusqu'à la fin de sa course, était de

2346 kilogrammètres,

et il reste à déterminer ce travail depuis le commencement de cette course jusqu'à son milieu, avant la décharge du petit cylindre, et depuis ce milieu jusqu'à la fermeture de l'admission, après cette décharge.

Au commencement de la course, la pression est de $1^{atm.},0676$.

Au milieu de cette course, avant la décharge du petit cylindre, elle est de . . . . . $0^{atm.},896$.

Pendant que la pression passait de la première valeur à la seconde par suite de la détente d'une masse constante de vapeur, le volume engendré par le grand piston a été de

$$\frac{0^{m^3},98}{2} = 0^{m^3},49 \,.$$

Si on désigne par V′ le volume initial de vapeur à la tension $1^{atm.},0676$, qui produirait un abaissement de tension jusqu'à $0^{atm.},896$, en l'agrandissant de $0^{m^3},49$, il vient :

$$V' + 0^{m^3},49 : V' = 1^{atm.},0676 : 0^{atm.},896;$$

d'où $$V' = 2^{m^3},558 \,.$$

La tension initiale étant de $1^{atm.},0676$, le travail potentiel qui fournirait un travail à détente égal à celui qui se produit dans le grand cylindre, pendant cette période du mouvement, sera

$$P\,V' = 1^{atm.},0676 \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 2^{m^3},558 = 28218^{km.}.$$

Le chiffre de la détente sera

$$\frac{2^{m^3}.558 + 0^{m^3},49}{2^{m^3},558} = 1,191,$$

et le travail absolu à détente aura pour valeur,

$$28218 \,.\, \log 1,191 \,.\, 2,3026 = 4932 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail absolu à détente, depuis le milieu de la course du grand piston jusqu'à l'instant de la fermeture de l'admission, se déterminera par la même méthode.

Après la décharge du petit cylindre, la tension est de. . . . . $0^{atm.},907$;

Au moment de la fermeture de l'admission, elle est de . . . . . $0^{atm.},850$,

et pendant cette période, le grand piston a engendré un volume de $(0,662 - 0,50)\ 0^{m^3},98 = 0^{m^3},159$.

On aura ensuite :

$V' + 0^{m^3},159 : V' = 0^{atm.},907 : 0^{atm.},85$; d'où $V' = 2^{m^3}.37$.

Le chiffre de la détente sera

$$\frac{2^{m^3},37 + 0^{m^3},159}{2^{m^3}37,} = 1,0671,$$

et le travail absolu de cette détente aura pour valeur

$$P\,V' \log 1,0671 \,.\, 2,3026 = 0^{atm.},907 \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 2^{m^3},37$$
$$\log 1,0671 \,.\, 2,3026 = 1444^{km.}$$

En récapitulant les travaux sur le grand piston, on trouve :

Travail absolu depuis le commencement jusqu'au milieu de la course . . . . . $4932^{km.}$.

Travail absolu depuis le milieu de la course jusqu'à la fermeture de l'admission . . . . . $1444^{km.}$.

Travail absolu depuis la fermeture de l'admission jusqu'à la fin de la course . . . . . $2346^{km.}$.

Total. . . . $8722^{km.}$.

Le travail de contrepression du piston étant de

$0^{atm.},2 \,.\, 10333^{kil.} \,.\, 0^{m^3},98 =$ . . . $2024^{km.}$.

Le travail effectif transmis au grand piston sera de . . . . . $6698^{km.}$.

Le travail effectif sur le petit piston a été trouvé de . . . . . $7384^{km.}$.

On aura donc en totalité. . . . $14082^{km.}$.

C'est-à-dire . . 15517 — 14082 = 1435$^{km.}$ de moins que si la détente avait eu lieu dans un seul cylindre, ce qu'il faut attribuer aux chutes de pression non utilisées.

Nous avions posé primitivement, la condition que le même travail serait produit dans chacun des deux cylindres, et d'après ce calcul, le petit piston recevrait effectivement

7384 — 6698 = 686$^{km.}$ de plus que le grand,

mais il serait facile, dans l'application, de rétablir l'égalité entre les deux travaux.

Il suffirait, pour cela, de fermer l'admission dans le grand cylindre, un peu plus tôt, ce qui augmenterait d'une petite quantité la pression moyenne dans le réservoir et la contrepression moyenne du petit piston. Il en résulterait, évidemment, une diminution du travail effectif transmis au petit piston et un accroissement du travail effectif transmis au grand. Du reste, une semblable différence entre les travaux transmis aux deux pistons, serait sans importance pratique.

Dans la machine que nous venons de calculer, le travail effectif transmis à l'arbre moteur doit être de 9000$^{km.}$ par demi-révolution, et nous trouvons, dans les hypothèses adoptées, que le travail transmis aux deux pistons serait de 14082$^{km.}$; la quantité de travail disponible pour surmonter toutes les résistances passives, serait donc de

$$\frac{14082 - 9000}{14082} = 0{,}36 \text{ du travail effectif total.}$$

Ce chiffre n'est pas excessif, et nous le croyons nécessaire pour parer à toutes les éventualités fâcheuses, telles que le refroidissement de la vapeur dans le réservoir et les différences de tension entre les capacités successives traversées par la vapeur, différences qui pourraient être un peu plus grandes en certains instants que celles que nous avons admises.

On diminuerait le refroidissement, ou l'on augmenterait le réchauffement dans le réservoir, en le couvrant lui même d'une seconde chemise de vapeur.

On pourrait aussi rétablir l'égalité de travail entre les deux cylindres, en diminuant un peu la détente dans le premier cylindre, ce qui permettrait de le faire plus petit sans changer

la capacité du grand. Dans ce cas, on augmenterait un peu la tension moyenne dans le réservoir en diminuant l'admission dans le grand cylindre.

Dans aucun cas, il ne faut laisser une différence considérable entre la tension dans le petit cylindre à la fin de la détente que l'on y effectue et la tension moyenne dans le réservoir, afin d'éviter les chutes de pression sans travail externe, qui diminuent l'effet utile de la vapeur consommée par la machine.

La tension dans le réservoir intermédiaire entre les deux cylindres, ne variant qu'entre des limites peu écartées lorsque sa capacité n'est pas trop faible, un grand nombre de constructeurs admettent dans le calcul de ces machines, que cette tension est invariable. Cette hypothèse simplifie considérablement le problème à résoudre, surtout quand la machine Compound est à trois cylindres dont un seul reçoit directement la vapeur de la chaudière et dont les deux autres la reçoivent du réservoir, comme la machine marine de M. Dupuy de Lôme.

Dans ce cas, les trois pistons agissent sur trois manivelles dont les projections sur un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre moteur, font des angles de 120°, afin de régulariser la transmission du travail. Le problème se réduit alors à la recherche des dimensions principales de deux machines considérées comme puisant directement leur vapeur dans des chaudières spéciales qui en peuvent fournir des quantités indéfinies sous la même tension, en posant la condition que les deux machines fourniront, chacune, la moitié du travail à effectuer et fonctionneront avec la même quantité de vapeur.

Quelques tâtonnements sur la tension qu'il faudra maintenir, pour cela, dans le réservoir intermédiaire, conduiront assez rapidement au résultat.

La marche que nous avons suivie et les considérations générales que nous avons présentées ci-dessus, suffiront pour diriger le mécanicien dans de semblables calculs.

Les erreurs que comportent cette dernière méthode sont, évidemment, d'autant plus faibles que le réservoir est plus

grand, et quand il est très grand, on peut les considérer comme nulles; par exemple quand il atteint 3 ou 4 fois la capacité du petit cylindre. Quand il est très petit, elles peuvent devenir considérables et la méthode que nous avons exposée peut en donner la mesure.

En cherchant la quantité approximative de vapeur que consommerait, par cheval et par heure, la machine que nous venons de calculer, on trouve :

$0^{m^3},1225$ par coup de piston, sans tenir compte des espaces nuisibles ni de l'eau entraînée et formée par condensation pendant l'admission.

En ajoutant 2 p. % du volume du petit cylindre pour les espaces nuisibles et 15 p. % de la somme, pour l'eau liquide mélangée à la vapeur, on trouve :

$$0^{m^3},1225 + 0,02 \,.\, 3,5 \,.\, 0^{m^3},1225 +$$
$$0,15 \,.\, \{ 0^{m^3},1225 + 0,02 \,.\, 3,5 \,.\, 0^{m^3},1225 \} = 0^{m^3},1508$$

de vapeur à 4,5 atmosphères.

Pour 100 courses qui correspondent aux 50 révolutions données,

$15^{m^3},08$ par minute et 900^{m^3} par heure en nombre rond.

Par cheval et par heure

$$\frac{900^{m^3}}{200^{ch.}} = 4,5 \text{ mètres cubes.}$$

Le poids de 1^{m^3} de vapeur à $4^{atm.},5$ étant, d'après la table, de $2^{kil.},4911$, le poids de vapeur dépensée par cheval et par heure, serait de

$$2^{kil.},4911 \,.\, 4^{m^3},5 = 11^{kil.},41 \,.$$

Si l'on veut bien admettre que les chaudières fourniront $8^{kil.},5$ de vapeur, par kil. de houille brûlée, la consommation approximative probable de cette machine serait de

$$\frac{11^{kil.},41}{8^{kil.},5} = 1^{kil.},34 \text{ de houille par cheval et par heure.}$$

Dans cette catégorie de machines, le nombre de révolutions par minute est, habituellement, assez considérable et, dans le

but de diminuer la place qu'elles occupent et la vitesse moyenne des pistons, on donne à ces pistons une course assez faible relativement à leur diamètre, au moins pour le plus grand des deux.

Ainsi en admettant que la course du grand piston, dans la machine que nous venons de calculer, sera égale à 1,25 fois son diamètre, il viendra, en désignant ce diamètre par D :

$$0{,}785.\ D^2\ .\ 1{,}25.\ D = 0^{m3}{,}98;\quad \text{d'où } D^3 = 0{,}998;$$

et $\qquad D = 0^m{,}999$; soit 1^m en nombre rond.

La course sera de $1^m{,}25$.

Le diamètre du petit piston qui a la même course, sera donné par l'expression

$0{,}785\ D^2.\ 1^m{,}25 = 0^{m3}{,}4287$ volume engendré par ce piston;

d'où $\qquad D = 0^m{,}661.$

La vitesse moyenne de ces pistons, par seconde, serait de

$$\frac{1^m{,}25.100}{60''} = 2{,}083 \text{ mètres.}$$

Machine d'épuisement à traction directe.

Toutes les machines dont nous avons, jusqu'ici, calculé les dimensions principales, pour une puissance déterminée, produisent plus ou moins directement, des mouvements de rotation continue; mais il se présente dans l'industrie des circonstances spéciales dans lesquelles le mouvement transmis ne doit pas être rotatif et dans lesquelles la résistance utile ne se manifeste que pendant l'une des courses du piston, comme dans les machines motrices des marteaux pilons, dans certaines machines d'épuisement des mines et dans quelques autres cas d'application de la vapeur.

Le calcul des dimensions principales ainsi que des principales circonstances du mouvement de ces dernières machines, s'effectue par des méthodes analogues à celles que nous avons appliquées au calcul des machines rotatives, mais leurs conditions de fonctionnement sont assez variables et doivent être

déterminées par la nature des opérations à exécuter. Comme exemple de l'une de ces applications spéciales de la vapeur, nous choisirons une machine d'épuisement à simple effet, à traction directe, à détente et à condensation ; les considérations particulières que nous appliquerons à ce genre de machine, mettront sur la voie des considérations dont il faudrait tenir compte, si l'on appliquait la machine à simple effet, à d'autres usages.

Les données de la question seront :

Eau à élever, par heure, à la hauteur de 600^{m}. . . 150^{m^3};

Pression initiale de la vapeur sur le piston. . . . $4^{atm.},50$.

Détente jusqu'à quatre fois le volume initial de la vapeur, espace nuisible de $0^{m},10$ compris. . . . .

La machine sera à condensation avec $25^{kil.}$ d'eau froide à 10° par kil. de vapeur à condenser et le vide théorique sera fait dans le condenseur jusqu'à $\frac{1}{14}$ d'atmosphère .

Dans les machines d'épuisement de cette catégorie, la vitesse du piston de l'appareil moteur doit être subordonnée à la vitesse que les pistons des pompes à eau peuvent recevoir sans danger pour ces dernières. Or, d'après l'expérience, les pistons des pompes mues par ces appareils à traction directe, dans lesquels le mouvement de la maîtresse-tige n'est ni limité ni régularisé par une manivelle, ne peuvent guère recevoir une vitesse moyenne supérieure à 1^{m} par seconde. C'est aussi ce défaut de limites précises imposées par une communication de mouvement, à la course du piston, qui oblige à laisser un espace nuisible considérable, afin d'éviter les chocs de ce piston contre les fonds de cylindre, lorsqu'il a reçu, dans une course, un travail moteur un peu trop considérable relativement au travail de soulèvement de la maîtresse-tige.

Cette vitesse moyenne de 1^{m} par seconde est celle qui peut être réalisée pendant l'ascension de la maîtresse-tige, ou pendant la période d'aspiration des pompes foulantes dont les pistons se rattachent d'étage en étage, à cette maîtresse-tige ; c'est la période de travail utile de la vapeur et de repos de

l'eau dans les colonnes d'ascension ; cette eau sera ensuite refoulée dans ces colonnes par le poids de cette tige qui doit dépasser de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{8}$ le poids des colonnes d'eau à élever, poids calculé d'après la pression de ces colonnes sur les pistons des pompes.

Ce refoulement de l'eau dans les colonnes d'ascension, pendant la descente de la maîtresse-tige, ne peut guère s'effectuer avec une vitesse moyenne supérieure à $0^m,60$ ou $0^m,70$ par seconde et il ne faut pas laisser à la maîtresse-tige un trop grand excès de poids qui augmente le travail à dépenser et la difficulté de ralentir la vitesse à la fin de la course descendante.

Dans le chapitre spécial consacré à l'étude des moyens de régulariser la vitesse des machines, nous analyserons avec attention toutes les causes de cette limitation forcée de la vitesse, dans ces machines.

Si nous adoptons 1^m pour vitesse moyenne d'ascension et $0^m,60$ pour vitesse moyenne de descente de la tige, sa vitesse moyenne pour les deux courses, sera de

$$\frac{1^m+0^m,60}{2} = 0^m,80 \text{ par seconde},$$

et le piston de la machine motrice ne pourra fournir plus de $0,80 \,.\, 60'' = 48^m$ de course totale par minute, dont 24^m seulement correspondront aux périodes de travail utile de la machine motrice.

Dans le calcul de ces appareils, il convient d'adopter *a priori* une certaine longueur de course des pistons de la machine motrice et des pompes, sauf à la modifier plus tard, si elle entraine l'obligation d'un diamètre du piston moteur, trop grand ou trop petit relativement à cette course. Dans ce dernier cas, le calcul devrait être refait sur une nouvelle course plus appropriée au diamètre.

Si, dans le cas présent, nous adoptons une course de $3^m,50$ vu l'importance de l'appareil, le nombre de courses par minute, sera de

$$\frac{24^m}{3^m,5} = 6,857,$$

s'il n'y a point d'intervalle de repos entre ces courses ; mais comme il y en a toujours un, on peut admettre que la machine ne pourra fournir plus de 6 coups de piston par minute. Dans ces conditions, le piston parcourrerait $12 \,.\, 3^{m},50 = 42^{m}$ par minute, la durée réelle du mouvement, serait de

$$\frac{42^{m}}{0^{m},80} = 52,50 \text{ secondes},$$

et il resterait $60'' - 52'',50 = 7,50$ secondes à répartir entre les 12 excursions, pour les intervalles de repos qui ne sont guère un peu notables qu'au bas des courses.

D'autre part, nous avons vu que le coefficient d'effet utile d'un appareil moteur qui présente, comme celui-ci, le maximum de simplicité, était d'environ 0,90 (tableau page 592), mais l'outil proprement dit, qui se compose de tout l'attirail des pompes, présente aussi ses résistances passives propres qui s'élèvent, d'après l'expérience, à 20 ou 22 p. °/₀ du travail total dépensé.

Il résulte de là que les résistances passives de tout l'appareil comprenant la machine motrice et l'attirail des pompes, atteindront $0,10 + 0,20 = 0,30$ au moins du travail effectivement transmis au piston moteur. Nous adopterons 0,32 pour plus de sécurité, ce qui portera le coefficient d'effet utile général, à 0,68.

La contrepression du piston, d'après le tableau de la page 568, serait d'environ $0^{atm.},22$, ou de $2273^{kil.}$ par mètre carré.

La puissance utile correspondante à l'élévation de l'eau, dans les conditions que nous avons posées, serait de

$$150^{m^3} \,.\, 1000^{kil.} \,.\, 600^{m} = 90000000^{km.} \text{ par heure},$$

ou de $1500000^{km.}$ par minute ou pour 6 coups de piston.

Le travail utile à produire, dans chaque course, sera donc, de

$$\frac{1500000}{6} = 250000^{km.};$$

et comme le travail utile n'est que les 0,68 du travail effectivement transmis au piston, celui-ci devra être de

$$\frac{250000}{0,68} = 367647^{km.} \text{ par course montante du piston}.$$

La formule de détente avec espace nuisible de $0^m,10$, donnera alors :

$$S\,(3^m,50 + 0^m,10)\left[\frac{4^{atm.},5\,.\,10333}{4}\,(1 + \log 4\,.\,2,3026)\right] -$$

$$S\,(4^{atm.},5\,.\,10333\,.\,0^m,10 + 2273^{kil.}.3,5) = 367647^{km.}.$$

d'où $S = 4^{m^2},213$ et $D = 2^m,30$.

Dans cette machine, la période d'admission correspondrait à une course du piston de

$$\frac{3^m,60}{4} - 0^m,10 = 0^m,80,$$

et la détente apparente serait de $\frac{3^m,50}{0,8,} = 4,375$, tandis que la détente n'est en réalité que de 4.

Le volume de vapeur à $4^{atm.},5$ qui correspond à l'espace nuisible et à l'admission, serait de

$$4^{m^2},213\,(0^m,80 + 0^m,10) = 3,792 \text{ mètres cubes.}$$

Comme la vapeur à cette tension, pèse $2^{kil.},4911$ le mètre cube, le poids de vapeur, avant la détente, sera de

$$3^{m^3},792\,.\,2^{kil.},491 = 9^{kil.},445\,;$$

Soit, en nombre rond, $9^{kil.},50$.

En admettant qu'elle contiendra 0,30 de son poids, d'eau liquide, ce qui pourrait arriver si le cylindre n'avait pas de chemise de vapeur, le poids total, x, de fluide en action serait de

$$9^{kil.},5 + 0,30\,.\,x = x\,; \quad \text{d'où } x = 13^{kil.},571,$$

dont $13,571 - 9,5 = 4^{kil.},071$ à l'état liquide au début de la détente.

Si la détente s'accomplit suivant la loi de Mariotte, ce qui suppose une vaporisation assez considérable dans le cylindre, la tension sera de $\frac{4^{atm.},5}{4} = 1^{atm.},125$ à la fin de cette détente, et le volume de vapeur à $1^{atm.},125$ qu'il faudra condenser, sera de

$$4^{m^2},213\,.\,3^m,60 = 15^{m^3},167.$$

La vapeur, à cette tension, pesant $0^{kil.},7475$ par mètre cube, le poids total à condenser, sera de

$$15^{m^3},167 \,.\, 0^{kil.},7475 = 11^{kil.},337\,;$$

ce qui emportera l'obligation d'appliquer à la condensation

$$11^{kil.},337 \,.\, 25 = 283^{kil.},42 \text{ d'eau froide à } 10^{\circ}.$$

Le poids total d'eau de condensation sera de

$$283^{kil.},42 + 13^{kil.},57 = 296^{kil.},99,$$

qui occuperont un volume de 0,297 mètre cube.

D'après le tableau de la page 399, la capacité du condenseur serait de

$9 + (12 - 9)\frac{7}{8} = 11,625$ fois le volume des eaux de condensation, soit

$$11,625 \,.\, 0^{m^3},297 = 3^{m^3},453\,;$$

Les $\frac{7}{8}$ représentent la fraction de la différence $12 - 9 = 3$ qu'il faut ajouter à 9 pour déterminer le volume du condenseur, et $0^{atm.},125$ est le huitième d'une atmosphère.

Quant au volume qui doit être engendré par le piston de la pompe à air, pour obtenir une tension régulatrice théorique de $\frac{1}{14}$ d'atmosphère, il sera déterminé par la méthode appliquée précédemment.

La chaleur totale de $1^{kil.}$ de vapeur à $1^{atm.}125$ est de $638^{cal.},9$, ce qui fournira une température t' des eaux de condensation égale à

$$638^{cal.},9 - t' = 25^{kil.}(t' - 10)\,; \qquad \text{d'où } t' = 35^{\circ},56.$$

Cette température correspond à une tension de $0^{atm.},056$, et la tension de $\frac{1}{14}$ d'atmosphère est égale à $0^{atm.},071$.

La tension régulatrice des gaz, dans la pompe à air, devra donc être abaissée à

$$0^{atm.},071 - 0^{atm.},056 = 0^{atm.},015,$$

et le volume engendré par le piston de cette pompe, sera de

$$V = 0^{m^3},297 + \frac{0,297}{18}\left(\frac{273^{\circ} + 35^{\circ},56}{273^{\circ} + 10^{\circ}}\right)\frac{1^{atm.}}{0^{atm.},015} =$$

1,496 mètres cubes.

Ces machines d'épuisement se font assez souvent aujourd'hui, à double effet, à détente et à condensation. Dans ce cas, le piston moteur agit sur un balancier qui met alternativement en mouvement deux maitresses tiges de pompes à simple effet, de façon à rendre égaux les travaux résistants pendant les deux courses. On peut aussi n'employer qu'une seule maitresse tige avec pompes à simple effet ou à double effet. Lorsque, dans ce cas, les pompes sont à simple effet, la maîtresse tige a un poids égal à celui qui est nécessaire pour refouler l'eau dans les colonnes d'ascension de ces pompes, et l'on équilibre par un contrepoids la moitié du poids de cette maîtresse tige. Dans ces conditions de marche, le piston moteur doit surmonter la moitié de ce poids pendant une de ses courses et relever le contrepoids pendant l'autre. Pendant qu'il soulève le contrepoids, le poids de la maîtresse tige agit, tout entier, pour refouler l'eau dans les colonnes des pompes. Lorsque les pompes sont à double effet, la maîtresse tige a un poids égal à celui des colonnes à refouler et l'on équilibre son poids tout entier par un contrepoids ; dans ces conditions, le piston moteur refoule la colonne d'eau pendant une de ses courses et soulève le contrepoids pendant l'autre, en laissant la maîtresse tige opérer le refoulement par son poids, pendant cette dernière course.

Toutes ces machines d'épuisement présentent des conditions spéciales de fonctionnement, inhérentes à l'emploi des pompes, qui sont d'une grande importance pratique et qui obligent parfois à augmenter considérablement le poids des maîtresses tiges et des contrepoids au-delà des limites que nous avons assignées ci-dessus ; ces questions seront examinées plus loin à l'occasion de la régularisation de la marche des machines de toutes les catégories.

Des locomotives sans foyer.

A cause de l'importance que peut prendre cette question des locomotives sans foyer, nous y reviendrons encore une fois quoique nous nous en soyons déjà occupé à propos de la vaporisation spontanée de l'eau chaude, (page 170).

C'est en 1872, que le docteur américain E. Lamm, qui exerçait primitivement la profession de dentiste, eut l'idée d'appliquer à la locomotion sur les tramways, une propriété de l'eau élevée à une haute température, qui consiste dans la vaporisation d'une partie d'elle-même aux dépens de la chaleur totale disponible dans toute la masse liquide, à mesure que l'on diminue la pression sur sa surface.

Nous avons longuement étudié cette question dans le chapitre qui a pour titre : *détente de l'eau prise à l'état liquide* (page 183).

La locomotive du docteur Lamm emporte avec elle une quantité d'eau à haute température et, par suite, à haute tension, suffisante pour fournir par sa vaporisation spontanée, la quantité de vapeur nécessaire à l'alimentation des cylindres moteurs pendant un temps assez long, pour que la locomotive fournisse à pleine charge un parcours égal à la distance des points entre lesquels elle effectue le transport des voyageurs.

Les premières machines de cette espèce ont été appliquées à un tramway de la nouvelle Orléans au bourg de Carrolton ; ce tramway a environ dix kilomètres de longueur.

En 1874-75, M. Léon Francq, ingénieur civil, importa en France l'idée du docteur Lamm et fit à sa machine, avec la coopération des ateliers Cail et Cie, d'assez nombreux perfectionnements de détail, mais sans changer le principe de fonctionnement de l'appareil.

Voici en quoi consistent ces nouvelles machines :

Une chaudière cylindrique semblable à celles des machines à vapeur ordinaires, mais construite avec des tôles d'acier pour lui donner beaucoup de résistance sans exagération d'épaisseur, est placée sur un châssis analogue à celui qui porte les locomotives ordinaires, sauf qu'il ne repose que sur quatre roues. Sous cette chaudière, on a placé le mécanisme habituel de ces locomotives ordinaires comprenant deux cylindres moteurs horizontaux, ou à peu près, dont les pistons transmettent le mouvement à l'un des essieux qui devient l'essieu moteur. Pour utiliser l'adhérence correspondante au poids entier de la locomotive, les quatre roues qui sont fixées aux extrémités des

essieux et qui ont même diamètre ($0^m,75$), sont rendues solidaires par des bielles extérieures, comme celles des locomotives ordinaires à marchandises.

Dans plusieurs de ces machines nouvelles, la chaudière qui est surmontée d'un dôme de prise de vapeur assez élevé, a une capacité telle qu'elle puisse contenir environ 1800 kilogrammes d'eau chaude, lorsqu'elle est remplie aux trois quarts. Le tuyau de prise de vapeur débouche au sommet du dôme et celui-ci porte, vers la partie inférieure, une cloison en tôle percée d'un grand nombre de petits trous pour que la vapeur qui se rend aux cylindres, dépose l'eau liquide qu'elle pourrait emporter, avant de s'engager dans le tuyau de conduite dont l'entrée se trouve près du dôme.

Tout près de ce dôme et en-dehors, se trouve un détendeur ou régulateur de pression dans lequel le tuyau de prise de vapeur débouche directement, et qui est destiné à envoyer aux cylindres de la vapeur sous une tension qui peut être maintenue constante, tandis que la tension de la vapeur qu'il reçoit diminue sans cesse ; mais qui peut aussi, sous l'action du mécanicien, envoyer de la vapeur à une tension tantôt plus basse tantôt plus élevée suivant les besoins de la locomotion. La limite supérieure des tensions au-delà du détendeur est évidemment déterminée, à un instant quelconque, par la tension de la vapeur dans la chaudière.

Nous ne décrirons pas ce détendeur parce que nous en avons déjà décrit d'analogues à propos de la machine Mékarski et de la locomotive à air comprimé du St Gothard, qui portait un régulateur de pression imaginé par M. Ribourt. Ce dernier régulateur pourrait très bien être appliqué aux machines dont nous nous occupons et nous l'avons décrit page 27 de ce volume.

Du détendeur, la vapeur, dont la tension a baissé brusquement jusqu'à la limite exigée par le travail à effectuer, passe dans un gros tuyau qui fait office de réservoir de vapeur détendue et qui traverse la chaudière obliquement de haut en bas. Comme ce tuyau se trouve ainsi maintenu à la température de l'eau chaude, la vapeur qui y séjourne un instant peut se sur-

chauffer à un faible degré, ou plutôt s'assécher si elle contient de l'eau liquide ; puis elle passe directement dans la chapelle de distribution fixée sous la chaudière. A partir de cette chapelle, tout le reste de l'appareil est calqué plus ou moins exactement sur la locomotive ordinaire; la vapeur peut agir à pression constante pendant presque toute la course, ou à pression pleine et à détente plus ou moins prolongée, suivant que l'on tient davantage à la simplicité ou à l'économie de vapeur; en un mot, on rentre dans les conditions ordinaires d'emploi de la vapeur.

L'échappement, dans cette machine qui est sans condensation proprement dite, présente cependant une particularité qui ne se rencontre dans aucune autre. Dans le but d'éviter ce torrent de vapeur qui s'échappe brusquement à l'extrémité des tuyaux ordinaires de décharge, et qui peut devenir incommode ou dangereux dans les villes traversées par un tramway, la chaudière porte une sorte de cheminée large et courte, mais retrécie par le haut. Cette cheminée en communication avec l'atmosphère extérieure par le haut et par le bas, contient une caisse cylindrique fermée et traversée par 600 ou 700 petits tubes ouverts aux deux bouts et fixés aux deux fonds plats de de la caisse. L'air atmosphérique peut s'engager dans ces tubes par le bas et en sortir par le haut. La décharge de vapeur venant des cylindres moteurs se fait dans cette caisse autour des tubes qui, sans cesse refroidis par le courant d'air frais qui les traverse, condensent une fraction très notable de cette vapeur dont une partie seulement s'échappe par un tuyau spécial dont l'entrée est placée près du fond de la caisse et dont l'extrémité supérieure débouche dans l'axe de la cheminée. La partie de la vapeur qui s'est condensée s'écoule par un petit tuyau qui part du fond de cette caisse et elle est recueillie dans un petit réservoir placé à une extrémité de la locomotive, pour servir plus tard à l'alimentation de la chaudière fixe, qui sert à renouveler l'eau chaude de cette locomotive quand elle arrive au bout de sa course.

On ne lance ainsi dans l'atmosphère qu'une petite quantité de vapeur, presque sans bruit, et l'on évite à peu près complè-

tement les inconvénients des bruyantes décharges ordinaires de vapeur, dans les parties du trajet où se rencontrent un grand nombre de chevaux et de personnes que ces décharges peuvent effrayer ou incommoder.

C'est là, comme on le voit, une condensation sans diminution de la contrepression sur les pistons moteurs.

Dans les appareils de cette espèce qui fonctionnent aujourd'hui et dont l'Exposition universelle de 1878 renfermait des spécimens, la chaudière de la locomotive se charge habituellement d'eau chaude à la température de 195 à 200 degrés centigrades, ce qui correspond à une tension de 14 à 15 atmosphères, et l'on utilise la vapeur que cette eau peut fournir spontanément jusqu'à ce que la température de la partie qui ne se vaporise pas, s'abaisse jusqu'à la limite correspondante à une tension de 3 ou 4 atmosphères. Le phénomène qui s'accomplit pendant la vaporisation dans cette chaudière, est identiquement semblable à celui qui résulte des explosions de chaudières ; dans ces dernières, la vaporisation totale s'accomplit presque instantanément jusqu'à la tension de 1 atmosphère et jusqu'à la température de 100° ; dans ces locomotives, l'explosion est régularisée, elle se fait progressivement et s'arrête à 3 ou 4 atmosphères, parce que la provision d'eau se renouvelle quand on a atteint cette limite inférieure de pression, la capacité des cylindres moteurs n'étant pas suffisante pour produire le travail dont on a besoin pour chaque coup de piston, lorsque la tension s'abaisse au-dessous de cette limite.

Nous allons revenir encore sur la théorie de ce mode d'emploi de la vapeur, dont nous nous sommes déjà occupé.

D'après les considérations présentées dans le chapitre consacré à l'examen de la détente de l'eau chaude (page 184), le poids de vapeur que peut former spontanément et aux dépens de sa propre chaleur, un kilogramme d'eau prise à la température absolue T, en agrandissant l'espace au-dessus de sa surface jusqu'à ce que la température de la partie de ce kilogramme qui reste liquide, se soit abaissée à la température absolue T_1, peut être déterminé par la formule :

$$K = \frac{x_1 r_1}{T_1} + K_1 \qquad \text{(page 185)},$$

x_1 est le poids de vapeur formée, à la température absolue T_1,
K une constante qui correspond à la température initiale T de l'eau chaude,
K_1 une constante qui correspond à la température finale T_1 de l'eau restée liquide,
r_1 la chaleur totale de vaporisation de $1^{kil.}$ de vapeur saturée à la température T_1, y compris la chaleur externe.

Voici une application numérique choisie dans les conditions ordinaires de fonctionnement des locomotives dont nous nous occupons.

Un kilogramme d'eau est pris à la température de 195°,53 qui correspond exactement à 14 atmosphères, d'après la table fondamentale, et l'on en permet la détente jusqu'à 4 atmosphères qui correspondent à la température de 144°; on demande le poids de vapeur à 4 atmosphères qui se sera formée pendant cette détente.

Dans ce cas, on a, d'après la table fondamentale :

$$r_1 = 461^{cal.},496 + 43,614 = 505,11 \text{ calories}.$$

D'autre part, d'après la théorie exposée à la page 184, on a:

Pour 14 atmosphères, $K = 0,54744$,
Pour 4 atmosphères, $K_1 = 0,42711$,
Et enfin, $T_1 = 273° + 144° = 417°$ absolus.

L'équation ci-dessus fournit alors :

$$x_1 = \frac{T_1 (K - K_1)}{r_1} = \frac{417\,(0,54744 - 0,42711)}{505,11} = 0^{kil.},099.$$

Si, dans des conditions identiques, le poids d'eau chaude à la température de 195°,53, était de $1800^{kil.}$, comme dans la chaudière des locomotives dont nous nous occupons, le poids d'eau vaporisée, serait de

$$0^{kil.},099 \,.\, 1800 = 178,2 \text{ kilogrammes}$$

de vapeur à 4 atmosphères absolues.

Ce problème peut aussi être résolu à l'aide d'une méthode très simple et qui dispense de l'emploi d'une formule très exacte en principe, mais qui pour nous, qui ne l'avons pas

démontrée, n'en reste pas moins une formule empirique peu susceptible de produire une grande conviction dans l'esprit de nos lecteurs.

A la température de 195°,537, ou sous la tension de 14 atmosphères, la quantité de chaleur que l'eau liquide a reçue au-dessus de 0° et qu'elle peut restituer en se refroidissant, est d'après la table fondamentale, de $198^{cal.},537$; soit pour les $1800^{kil.}$ d'eau que renferme la chaudière :

$$1800 \,.\, 198{,}537 = 357366{,}6 \text{ calories}.$$

La vapeur que cette eau peut fournir aux dépens de sa propre chaleur depuis la température de 195°,537 jusqu'à la température de 144° qui correspond à $4^{atm.}$, est produite sous des tensions qui décroissent depuis 14 jusqu'à 4 atmosphères, et toutes ces vapeurs se forment avec travail externe appliqué, partie à surmonter la résistance de $4^{atm.}$ qui existe dans le détendeur, partie à imprimer de la vitesse ou de la force vive à la veine fluide qui pénètre dans ce détendeur. Cette force vive en s'éteignant dans cette dernière capacité, peut reproduire la chaleur qui lui a donné naissance, mais ce dernier phénomène est sans influence sur celui qui s'accomplit dans la chaudière et qui reste absolument le même que si cette chaudière était surmontée d'un cylindre très haut, tout ouvert du côté de celle-ci, et contenait un piston qui fait place, en s'élevant lentement, à toute la vapeur ainsi formée aux dépens de la chaleur du liquide.

Or, la chaleur totale qui doit être appliquée à $1^{kil.}$ d'eau à 0° pour le transformer en vapeur à $14^{atm.}$, est d'après la table, de $666^{cal.},137$, et pour la transformer en vapeur à $4^{atm.}$, elle est de $650^{cal.},420$.

Il n'y a pas, comme on le voit, une bien grande différence entre les chaleurs totales de la vapeur à $14^{atm.}$ et à $4^{atm.}$, et l'on peut admettre que toute la quantité de vapeur qui se forme dans la chaudière, emprunte à la chaleur totale disponible qu'elle contient, une quantité de calories, par kilogramme, égale à la moyenne des chaleurs totales que nous venons d'indiquer, quelle que soit la loi qui préside à l'abaissement de ces chaleurs totales de $666^{cal.},137$ à $650^{cal.},420$.

Cette chaleur totale moyenne sera de

$$\frac{666,137 - 650,420}{2} = 658^{\text{cal.}},278 .$$

D'autre part la chaleur du liquide à $4^{\text{atm.}}$ est de $145^{\text{cal.}},310$ d'après la table fondamentale.

Il est clair maintenant qu'en désignant par p le poids de vapeur ramenée à $4^{\text{atm.}}$ que peuvent fournir les $1800^{\text{kil.}}$ d'eau que contient la chaudière, lorsque cette eau se détend adiabatiquement, ce poids p de vapeur formée emportera de cette chaudière une quantité de chaleur égale à

$$658^{\text{cal.}},278 \,.\, p .$$

Il restera alors dans la chaudière, un poids d'eau liquide à 144°, égal à

$$1800^{\text{kil.}} - p ,$$

et cette eau liquide contiendra encore une quantité de chaleur égale à

$$(1800^{\text{kil.}} - p)\ 145^{\text{cal.}},31 .$$

La chaleur disparue avec la vapeur et la chaleur que contient l'eau restée dans la chaudière doivent évidemment représenter la chaleur totale qui était disponible dans l'eau à $14^{\text{atm.}}$, ce qui fournit l'équation suivante :

$$658^{\text{cal.}},278 \,.\, p + (1800^{\text{kil.}} - p)\ 145^{\text{cal.}},31 = 357366^{\text{cal.}},6 .$$

On tire de là

$$p = 186^{\text{kil.}} \text{ en nombre rond .}$$

La formule de MM. Clausius et Rankine, avait donné :

$$178^{\text{kil.}},2 .$$

La différence de ces résultats tient probablement à l'évaluation purement approximative que nous avons faite, de la chaleur moyenne totale de la vapeur formée ; nous avons admis que cette chaleur totale était égale à la moyenne arithmétique des chaleurs totales extrêmes, tandis que la loi de diminution de ces chaleurs totales n'est pas aussi simple que nous l'avons supposé.

Dans tous les cas, cette différence des résultats obtenus par les deux méthodes, n'est pas assez grande pour que la seconde ne puisse être employée dans les applications industrielles et elle présente l'avantage d'être fort claire et à la portée de tous les ingénieurs. Cependant pour apprécier les résultats de ce mode d'emploi de la vapeur, nous conserverons le premier chiffre obtenu au lieu du second, afin de rester plutôt au-dessous qu'au-dessus de la réalité.

Quant à la quantité de chaleur que la force vive de la vapeur peut reproduire dans le détendeur, en s'éteignant dans des remous et des frottements, elle doit, suivant la loi de M. Hirn, surchauffer dans une mesure plus ou moins considérable mais toujours décroissante pendant l'opération, la vapeur ramenée à $4^{\text{atm.}}$, ou bien encore contribuer à vaporiser dans ce détendeur une partie plus ou moins grande de l'eau liquide que cette vapeur peut y avoir apportée de la chaudière.

Dans les calculs qui vont suivre, nous admettrons, pour rester toujours un peu au-dessous de la réalité, que la vapeur à $4^{\text{atm.}}$ au-delà du détendeur, reste saturée et simplement sèche, et nous déterminerons la quantité de travail que peut produire cette vapeur à pression pleine et à détente adiabatique limitée au double du volume initial.

Le volume de $1^{\text{kil.}}$ de vapeur saturée à $4^{\text{atm.}}$ étant de $0^{\text{m}^3},4474$, les $178^{\text{kil.}},2$ de vapeur formée présenteront un volume de

$$0,4474 \,.\, 178,2 = 79,726 \text{ mètres cubes .}$$

Le travail absolu que peut produire ce volume de vapeur sous la tension initiale, est de

$$79,726 \,.\, 4 \,.\, 10333 = 3295235 \text{ kilogrammètres .}$$

Le travail absolu que peut produire ce même volume de vapeur, à détente adiabatique jusqu'au double du volume initial, sera donné par la formule ordinaire :

$$\frac{PV}{m-1}\left\{1-\left(\frac{V}{V'}\right)^{m-1}\right\}.$$

Ici

$$PV = 3295235 .$$

$$m = 1,135$$

$$\frac{V}{V'} = \frac{1}{2} .$$

L'expression devient alors,

$$\frac{3295235}{0,135}\left\{1-\left(\frac{1}{2}\right)^{0,135}\right\} = 24409148 . 0,0895 = 2184618 \text{ km.}$$

Donc, travail absolu total,

$$3295235 + 2184618 = 5479853 \text{ kilogrammètres .}$$

Comme la vapeur travaille sans condensation, la contrepression des pistons sera au minimum de 1 atmosphère, et comme le volume engendré par ces pistons, pour le degré de détente adopté, serait de

$$79^{m^3},766 . 2 = 159,452 \text{ mètres cubes ,}$$

le travail minimum de contrepression, serait de

$$10333^{kil.} . 159^{m^3},452 = 1647617 \text{ kilogrammètres ,}$$

et le travail effectif total de

$$5479853 - 1647617 = 3832236 \text{ kilogrammètres .}$$

En 1878, il existait déjà aux portes de Paris, de Rueil à Marly-le-Roi et de St Augustin à Neuilly, deux lignes de tramways desservies par des locomotives de cette espèce, fonctionnant à peu près dans les conditions que nous avons adoptées dans l'application qui précède.

D'après des expériences faites sur ces machines, elles peuvent remorquer en plaine et à la vitesse de 10 à 20 kilomètres par heure, dans les conditions de température de l'eau chaude, de poids d'eau emportée, et entre les limites extrêmes de tension dans la chaudière que nous avons admises, une charge de 12000 à 13000$^{kil.}$, poids des véhicules compris, jusqu'à la distance de 15 à 16 kilomètres.

La résistance en plaine, est d'environ $11^{\text{kil.}}$ par tonne de charge brute emportée ; de sorte que si l'on veut admettre une charge de $12000^{\text{kil.}}$, l'effort de traction sera de

$$11 \,.\, 12 = 131 \text{ kilogrammes.}$$

Pour une distance de transport de 15 kilomètres, l'effet utile pratique serait de

$$131^{\text{kil.}} \,.\, 15000^{\text{m}} = 1965000 \text{ kilogrammètres}.$$

Pour une distance de 16 kilomètres, l'effet utile pratique serait de

$$131 \,.\, 16000 = 2096000 \text{ kilogrammètres}.$$

Si l'on compare ces effets utiles au travail effectif que peut produire la vapeur, en l'absence de tout refroidissement, de toutes fuites et de toutes résistances passives, travail qui est de $3831409^{\text{km.}}$, on trouve :

$$\frac{1965000}{3832236} = 0{,}51\,, \qquad \text{et } \frac{2096000}{3832236} = 0{,}55\,.$$

Ainsi, dans ces appareils, le refroidissement de la chaudière et de tous les conduits que traverse la vapeur avant de produire son travail, les pertes de vapeur par fuites ou par le fait des espaces nuisibles, l'excès de la contrepression des pistons sur la pression atmosphérique et les résistances passives de toute nature, consommeraient approximativement de 0,45 à 0,49 du travail que peut théoriquement produire la vapeur fournie par la chaudière.

En évaluant, en chevaux, le travail utile de ces machines dans les hypothèses adoptées, et en supposant que le trajet dure une heure, on trouve :

1° Pour le parcours de 15 kilomètres,

$$\frac{1965000^{\text{km.}}}{75^{\text{km.}} \,.\, 60' \,.\, 60''} = 7{,}278 \text{ chevaux};$$

2° Pour le parcours de 16 kilomètres,

$$\frac{2096000^{\text{km.}}}{75^{\text{km.}} \,.\, 60' \,.\, 60''} = 7{,}763 \text{ chevaux}.$$

Les machines qui ont donné ces résultats, avaient des roues de $0^m,75$ de diamètre, et deux cylindres moteurs dont les pistons avaient $0^m,23$ de diamètre et $0^m,25$ de course ; les pistons agissaient sur l'essieu moteur portant deux coudes à angle droit, comme dans les locomotives ordinaires.

Pour diminuer le refroidissement du réservoir principal de l'eau chaude, on l'a revêtu d'une enveloppe de tôle qui laisse entr'elle et le réservoir un intervalle de $0^m,035$ qui est maintenu plein d'air stagnant ; puis, sur cette enveloppe de tôle, on en a placé une seconde de $0^m,065$ d'épaisseur, formée de feuilles épaisses de liège et de planches étroites assemblées et cerclées comme les douves d'un tonneau. Ce revêtement a été trouvé très efficace et, dans des expériences faites dans les ateliers de M. Cail par une température extérieure de 0°, l'abaissement de tension que produisait le refroidissement normal du réservoir en repos et chargé comme pour un voyage, n'a été que de $1^{atm.}$ en quatre heures. Les pertes par refroidissement dans ces appareils dont les voyages ne durent généralement qu'une heure environ, n'ont donc qu'une importance très faible et il n'y a pas lieu de s'en préoccuper beaucoup.

Le condenseur à petits tubes traversés par un courant d'air frais et qui est placé au-dessus du réservoir, dans les appareils auxquels nous avons appliqué nos considérations théoriques, présente moyennement une surface totale de refroidissement de 37 à 38 mètres carrés et condense, suivant l'état de l'atmosphère, de 30 à 40 p. °/₀ de la vapeur qui s'échappe des cylindres moteurs. Le surplus, dont la vitesse a été éteinte dans cette capacité, s'échappe ensuite sans bruit par la cheminée et va se perdre, sans inconvénient, dans la masse atmosphérique extérieure.

Ces locomotives sont construites pour fonctionner avec la même facilité dans les deux sens ; on ne les retourne pas après avoir parcouru la ligne à desservir dans un sens, pour revenir en sens contraire.

Quand il y a des rampes à monter, le mécanicien augmente la pression de la vapeur à l'admission, à l'aide du détendeur ; pour descendre ces rampes, il diminue la tension à l'admission,

et quand les pentes sont assez fortes pour qu'il soit nécessaire d'enrayer le train, la distribution est disposée pour que les cylindres aspirent de l'air atmosphérique qui leur arrive par le condenseur, et ils le refoulent dans le réservoir à eau chaude. On peut constater cette accumulation de l'air par la marche ascendante du manomètre placé sur ce réservoir.

Pour tourner facilement dans les courbes de petit rayon, on a placé les deux essieux de la locomotive à une distance de $1^m,30$ seulement; on décrit ainsi, sans inconvénient, des courbes de 30^m de rayon.

Pour restituer au réservoir d'eau chaude, quand on arrive à l'extrémité de la ligne desservie, la quantité d'eau et la température perdues dans le trajet qui vient de s'accomplir, on approche la locomotive de la chaudière fixe alimentaire et l'on établit la communication entre la partie supérieure de celle-ci et le fond de l'autre. La vapeur de la chaudière fixe arrive dans le réservoir d'eau par un long tuyau horizontal percé d'un grand nombre de trous par lesquels passe la vapeur; celle-ci produit un fort bouillonnement en se condensant et établit partout l'uniformité de tension et de température. Quand il s'en est condensé la quantité nécessaire pour reporter la température et le volume de l'eau dans le réservoir jusqu'à la limite indispensable à une nouvelle course, la locomotive est *chargée* et prête à partir.

Quoique le réservoir à eau chaude de ces locomotives soit susceptible de faire explosion, comme une autre chaudière à vapeur, lorsque la tension de la vapeur dépasse la limite de résistance que peuvent présenter les tôles dont il est formé, et que cette explosion puisse présenter les mêmes graves conséquences que celles qui résulteraient de l'explosion d'une chaudière ordinaire avec foyer, contenant la même quantité d'eau à la même température, il n'en est pas moins vrai que les chances d'explosion sont considérablement amoindries lorsque la chaudière voyage sans foyer. Il n'y a plus les inconvénients des coups de feu qui brûlent les tôles de fond; il n'y a plus de danger de laisser le niveau de l'eau s'abaisser au-dessous de la partie supérieure des conduits dans lesquels circulent les produits de

la combustion; les dépôts solides sur les parois internes du réservoir n'offrent plus d'inconvénient, ils ne peuvent, au contraire, que présenter un obstacle au refroidissement extérieur; une soupape de sûreté peut être trop chargée sans devenir une cause d'accroissement dangereux de la tension ; en un mot, quand le réservoir a été solidement construit, les chances d'explosion se trouvent réduites, au point que les inventeurs ont pu proclamer, sans susciter beaucoup de contradicteurs, que leur chaudière était inexplosible ; c'était presque vrai pour la chaudière de la locomotive, mais cette affirmation ne pouvait plus s'appliquer aux chaudières alimentaires à foyer, situées aux extrémités de la ligne à desservir ; celles-ci travaillant sous une tension de 14 à 15 atmosphères doivent présenter des chances d'explosion supérieures à celles des chaudières ordinaires qui produisent habituellement la vapeur à une tension qui ne dépasse pas 6 ou 7 atmosphères absolues ; il n'y a que les chaudières des locomotives de chemins de fer qui fonctionnent souvent sous une pression supérieure à 6 ou 7 atmosphères.

L'énorme réduction des chances d'explosion, inhérente à la suppression du foyer sur la locomotive, permet d'en confier la conduite à des hommes moins expérimentés que les mécaniciens et chauffeurs ordinaires de ces puissants instruments de transport sur les chemins de fer ; un seul homme, très rapidement mis au courant de la manœuvre, suffit pour la conduite de ces machines sans foyer ; la vie des voyageurs ne dépend plus, dans ce cas, d'une distraction ou de l'incapacité du conducteur.

Quant aux avantages économiques de l'emploi de ces machines, ils doivent être assez considérables. La vapeur peut être produite très économiquement dans la chaudière fixe, avec des houilles de médiocre prix, si cette chaudière est d'un bon système, et comme le refroidissement dans le réservoir de la locomotive est très peu important, on retire de la chaleur dépensée un effet utile qui ne doit pas être beaucoup plus faible que si la vapeur de la chaudière fixe avait passé directement dans une machine motrice.

Sous ce point de vue et sous celui des frais d'établissement

des appareils fixes, la machine de MM. Lamm et Francq l'emporte certainement sur la machine à air comprimé de M. Mékarski, et l'avenir paraît réserver le succès définitif plutôt à la première idée qu'à la seconde.

RÉGULARISATION DE LA VITESSE DES MACHINES PAR LES MASSES EN MOUVEMENT.

Dans les machines à mouvement de rotation continu, le mouvement rectiligne alternatif du piston est, le plus souvent, transformé en mouvement circulaire continu à l'aide d'une bielle et d'une manivelle, avec ou sans balancier intermédiaire entre la tige du piston et la bielle, et l'arbre qui porte la manivelle transmet par engrenages ou par poulies et courroies, le travail qu'il reçoit du piston moteur.

Si l'engrenage calé sur l'arbre de la manivelle, éprouvait une résistance constante à sa circonférence, et que l'on fît abstraction de l'influence de la vitesse acquise de tous les organes de l'appareil, la puissance appliquée au manneton de la manivelle, ou l'effort exercé par la bielle, devrait changer à chaque instant pour emporter la résistance. Celle-ci et la puissance devraient être, dans toutes les positions de la manivelle, en raison inverse de leurs bras de levier. Cette condition d'uniformité de mouvement rendrait énorme les variations de la puissance, car elle devrait prendre successivement toutes les valeurs comprises entre un minimum qui aurait lieu quand la bielle et la manivelle font un angle droit, et un maximum qui serait égal à l'infini lorsque ces deux organes se trouvent dans la même direction rectiligne passant par l'axe de rotation, ou lorsque le centre du manneton de la manivelle traverse la *ligne des points morts,* et cette valeur infinie serait encore insuffisante pour franchir ces points morts si la machine était prise à l'état de repos.

Si maintenant, pour rentrer dans la réalité, on ne fait plus abstraction de l'inertie des pièces de l'appareil et si l'on admet que le travail total transmis par la bielle à la manivelle, dans chaque révolution, soit égal au travail uniformément consommé par la résistance pendant le même temps, on pourra constater deux effets : tant que le bras de levier de la puissance sera plus long que celui qui est nécessaire pour faire équilibre à la

résistance, le travail moteur dû à l'action de la puissance l'emportera sur le travail résistant, il y aura accélération de vitesse dans toutes les pièces de l'appareil et elles mettront en magasin, sous la forme de force vive, tout l'excédant du travail moteur sur le travail résistant. Quand le bras de levier de la puissance sera devenu assez court pour que le moment de la résistance l'emporte sur celui de la puissance, il se produira le phénomène inverse, la vitesse des organes mécaniques diminuera et ils restitueront le travail qu'ils avaient emmagasiné en vertu de leur inertie pendant la période précédente. A la fin du tour, les travaux moteur et résistant ayant été rigoureusement égaux, les organes auront repris la vitesse qu'ils possédaient au commencement de ce même tour et le mouvement pourra se continuer indéfiniment dans les mêmes conditions, sans que l'influence du passage de la manivelle aux points morts, se traduise autrement que par une diminution de la vitesse des organes mécaniques.

Les positions de la manivelle dans lesquelles les moments de la puissance et de la résistance sont égaux, et qui sont aussi des positions d'égalité entre les travaux moteur et résistant, sont dites : *positions d'équilibre.*

Le travail que les organes mécaniques doivent ainsi successivement emmagasiner, puis restituer en venant en aide à la puissance, pendant la durée de chaque révolution, est indépendant de leurs masses et ne dépend que de l'importance des différences qui existent entre les travaux moteur et résistant, entre les points d'équilibre ; il en résulte que moins les organes mécaniques auront de masse, plus leur vitesse devra augmenter pour emmagasiner une différence déterminée entre ces travaux, et plus elle devra diminuer pour restituer cette différence. Ainsi, dans une machine d'une puissance déterminée, dont la manivelle fait un certain nombre de tours par minute, les variations de la vitesse, pendant la durée de chaque tour, seront d'autant plus considérables que les pièces dont cette machine est formée, seront plus légères.

De semblables phénomènes se manifestent dans toutes les machines où il n'y a pas égalité constante entre les travaux

RÉGULARISATION DE LA VITESSE DES MACHINES PAR LES MASSES EN MOUVEMENT.

Dans les machines à mouvement de rotation continu, le mouvement rectiligne alternatif du piston est, le plus souvent, transformé en mouvement circulaire continu à l'aide d'une bielle et d'une manivelle, avec ou sans balancier intermédiaire entre la tige du piston et la bielle, et l'arbre qui porte la manivelle transmet par engrenages ou par poulies et courroies, le travail qu'il reçoit du piston moteur.

Si l'engrenage calé sur l'arbre de la manivelle, éprouvait une résistance constante à sa circonférence, et que l'on fît abstraction de l'influence de la vitesse acquise de tous les organes de l'appareil, la puissance appliquée au manneton de la manivelle, ou l'effort exercé par la bielle, devrait changer à chaque instant pour emporter la résistance. Celle-ci et la puissance devraient être, dans toutes les positions de la manivelle, en raison inverse de leurs bras de levier. Cette condition d'uniformité de mouvement rendrait énorme les variations de la puissance, car elle devrait prendre successivement toutes les valeurs comprises entre un minimum qui aurait lieu quand la bielle et la manivelle font un angle droit, et un maximum qui serait égal à l'infini lorsque ces deux organes se trouvent dans la même direction rectiligne passant par l'axe de rotation, ou lorsque le centre du manneton de la manivelle traverse la *ligne des points morts,* et cette valeur infinie serait encore insuffisante pour franchir ces points morts si la machine était prise à l'état de repos.

Si maintenant, pour rentrer dans la réalité, on ne fait plus abstraction de l'inertie des pièces de l'appareil et si l'on admet que le travail total transmis par la bielle à la manivelle, dans chaque révolution, soit égal au travail uniformément consommé par la résistance pendant le même temps, on pourra constater deux effets : tant que le bras de levier de la puissance sera plus long que celui qui est nécessaire pour faire équilibre à la

de régularité de la vitesse des machines, soit assez grande pour que l'on puisse négliger, sans grave inconvénient, l'influence de la masse des autres organes sur ce degré de régularité, dans le calcul des masses à mettre en mouvement pour obtenir le dégré d'uniformité désiré dans la vitesse.

Il est évident, de plus, que dans la constitution des machines, il faut s'efforcer de disposer les organes de façon qu'ils s'équilibrent réciproquement dans toutes les positions qu'ils doivent occuper, au moins dans la mesure du possible, afin de ne pas ajouter les différences des travaux de la pesanteur sur ces organes pendant leur mouvement, aux différences des travaux reçus de la puissance motrice et transmis aux résistances. Il peut cependant se présenter certains cas dans lesquels les excès du travail de la pesanteur sur les organes, dans certaines phases du mouvement, peuvent servir à atténuer ou à faire disparaître les différences entre les travaux moteur et résistant dans les mêmes phases. Dans ces cas, qui sont aisés à reconnaître il faut se garder d'équilibrer les organes. Dans d'autres circonstances, les travaux moteur et résistant croissent et décroissent en même temps, de quantités égales ou inégales; lorsque les accroissements et décroissements sont égaux, c'est-à-dire quand il y a égalité constante entre les travaux contraires, malgré l'irrégularité de chacun d'eux considéré isolément, le volant est inutile; quand ces accroissements et décroissements des travaux contraires ne sont pas égaux, il peut devenir indispensable au-delà de certaines valeurs des différences momentanées entre ces travaux.

Les masses additionnelles dont le mouvement est solidaire de celui des machines motrices, ne sont pas toujours destinées à rendre le mouvement de celles-ci plus régulier, elles servent aussi, parfois, à réaliser une loi spéciale d'irrégularité favorable à l'accomplissement de certaines opérations ; ce cas se présente, par exemple, dans les grands appareils d'épuisement des mines où les pistons doivent se mouvoir avec une faible vitesse au commencement et à la fin des courses et peuvent recevoir une vitesse plus considérable au milieu de ces courses.

Nous examinerons plus tard une de ces applications pour

moteur et résistant, aussi bien quand les différences de ces travaux proviennent de l'irrégularité du travail résistant, que quand elles proviennent de l'irrégularité du travail moteur, ou de l'irrégularité simultanée de ces deux travaux. Dans tous ces appareils, il y a des positions d'équilibre, ou des instants très courts, dans lesquels les deux travaux sont égaux et entre lesquels se manifestent les différences qui doivent être emmagasinées ou restituées ; mais quand on veut que le nombre de révolutions dans un temps donné, demeure constant, il faut toujours qu'il y ait égalité entre ces travaux pour des périodes plus ou moins longues qui se reproduisent indéfiniment. Si, pour chaque révolution par exemple, il y avait plus de travail moteur que de travail résistant, la vitesse croîtrait indéfiniment ainsi que le nombre de tours par minute ; si c'était le travail résistant qui l'emportât sur le travail moteur, dans chacune de ces révolutions, la vitesse et le nombre de tours diminueraient jusqu'à ce que la machine fut ramenée à l'état de repos.

Nous admettrons, dans ce qui va suivre, que les deux travaux sont égaux pour chaque révolution complète et qu'il n'y a, entre ces travaux, que des inégalités momentanées, ce qui est le cas presque invariable des applications.

Généralement, les pièces qui entrent dans la composition d'une machine à vapeur, n'ont pas une masse suffisante pour emmagasiner et restituer ces différences momentanées entre les travaux moteur et résistant, sans que leur vitesse augmente ou diminue dans une proportion incompatible avec la bonne exécution d'un ouvrage quelconque et il faut ajouter à l'appareil une masse plus ou moins considérable, bien équilibrée dans toutes ses positions autour d'un axe de rotation, et dont l'unique fonction consiste à venir en aide aux autres organes dans l'emmagasinement et la restitution du travail, afin que ces deux opérations puissent s'accomplir sans que l'ensemble de toutes les masses ait à augmenter ou à diminuer beaucoup de vitesse. Cette masse additionnelle est le *volant* que l'on rencontre dans la plupart des machines à vapeur et il est généralement assez considérable pour que son influence sur le degré

de régularité de la vitesse des machines, soit assez grande pour que l'on puisse négliger, sans grave inconvénient, l'influence de la masse des autres organes sur ce degré de régularité, dans le calcul des masses à mettre en mouvement pour obtenir le dégré d'uniformité désiré dans la vitesse.

Il est évident, de plus, que dans la constitution des machines, il faut s'efforcer de disposer les organes de façon qu'ils s'équilibrent réciproquement dans toutes les positions qu'ils doivent occuper, au moins dans la mesure du possible, afin de ne pas ajouter les différences des travaux de la pesanteur sur ces organes pendant leur mouvement, aux différences des travaux reçus de la puissance motrice et transmis aux résistances. Il peut cependant se présenter certains cas dans lesquels les excès du travail de la pesanteur sur les organes, dans certaines phases du mouvement, peuvent servir à atténuer ou à faire disparaître les différences entre les travaux moteur et résistant dans les mêmes phases. Dans ces cas, qui sont aisés à reconnaître il faut se garder d'équilibrer les organes. Dans d'autres circonstances, les travaux moteur et résistant croissent et décroissent en même temps, de quantités égales ou inégales; lorsque les accroissements et décroissements sont égaux, c'est-à-dire quand il y a égalité constante entre les travaux contraires, malgré l'irrégularité de chacun d'eux considéré isolément, le volant est inutile; quand ces accroissements et décroissements des travaux contraires ne sont pas égaux, il peut devenir indispensable au-delà de certaines valeurs des différences momentanées entre ces travaux.

Les masses additionnelles dont le mouvement est solidaire de celui des machines motrices, ne sont pas toujours destinées à rendre le mouvement de celles-ci plus régulier, elles servent aussi, parfois, à réaliser une loi spéciale d'irrégularité favorable à l'accomplissement de certaines opérations ; ce cas se présente, par exemple, dans les grands appareils d'épuisement des mines où les pistons doivent se mouvoir avec une faible vitesse au commencement et à la fin des courses et peuvent recevoir une vitesse plus considérable au milieu de ces courses.

Nous examinerons plus tard une de ces applications pour

qui donne à n une valeur égale à 15 ou 20. Dans d'autres circonstances, par exemple dans les filatures où la nature du travail exige une vitesse très régulière, on donne à n une valeur qui s'élève jusqu'à 35 ou 40; dans quelques cas assez rares, on descend jusqu'à $n = 2$ ou 3. C'est l'expérience seule qui doit être consultée quand on veut connaître le degré de régularité qui doit être réalisé dans la marche d'une machine appliquée à une opération industrielle déterminée.

En thèse générale, il faut se contenter du degré minimum de régularité compatible avec la nature de l'opération à exécuter, parce qu'on ne régulariserait davantage qu'en augmentant le poids du volant et en accroissant les frottements des tourillons de l'arbre qui le porte, ce qui est inutile quand on a atteint le degré de régularité indispensable. La régularisation ne s'obtenant que par un sacrifice continu de travail appliqué à surmonter des frottements, il est clair qu'il faut réduire ce sacrifice à son minimum.

Dans une machine appliquée à l'exécution d'un ouvrage déterminé quelconque, toutes les pièces en mouvement contribuent par leur inertie, à régulariser la vitesse comme le volant, mais leur part d'influence est généralement assez faible relativement à celle de ce volant dont la masse est reportée à une grande distance de l'axe de rotation, de façon à prendre une grande vitesse et à emmagasiner beaucoup de travail pendant la marche normale de l'appareil. Dans ce volant lui même, l'influence de la jante massive qu'on lui donne, l'emporte de beaucoup sur celle de ses bras et de son moyeu. Pour simplifier le problème, on a négligé toutes les influences dérivant des parties de l'appareil autres que la jante à laquelle on a attribué le phénomène de régularisation de la vitesse, tout entier. Cette façon d'envisager la question est évidemment incomplète et ne devrait fournir que des résultats assez grossièrement approximatifs, mais les causes d'erreur qu'elle comporte se trouvent indirectement annulées dans une large mesure par les *coefficients de régularité* pratiques, que l'on a déterminés en établissant le rapport qui existe, dans les machines qui fonctionnent avec une vitesse suffisamment régulière, entre le poids

de la jante du volant et le degré de régularité obtenu, et en négligeant, dans cette comparaison de deux faits pratiques correspondants, l'influence de la masse de tous les autres organes de l'appareil.

Pour déterminer par expérience le degré de régularité nécessaire à l'exécution d'un ouvrage quelconque, ou le *coefficient de régularité relatif à cette nature d'ouvrage,* on peut adopter la méthode suivante :

Sur une machine d'une puissance bien déterminée et exécutant ce genre d'ouvrage avec le degré de régularité qui lui convient, on détermine le poids de la jante du volant d'après ses dimensions et le nombre de tours que fait cette jante par minute, et sa vitesse moyenne V par seconde; puis, à l'aide de méthodes qui seront indiquées plus loin, on détermine la quantité de travail A que cette jante devrait successivement emmagasiner, puis restituer, si elle était chargée seule du service de régularisation de la vitesse, et en appliquant ces valeurs de A et de V dans l'expression (M), on en tire la valeur de

$n = \frac{PV^2}{Ag}$ coefficient de régularité qui correspond à ce genre d'ouvrage.

Il est clair que, dans cette machine, le degré de régularité de la vitesse est plus grand que celui qui est indiqué par cette valeur de n, puisque toutes les pièces de l'appareil ont apporté leur part d'influence sur la régularisation effective; mais en attribuant, dans les machines à construire, toute la régularisation à la jante du volant qu'elles devront porter et en adoptant cette valeur de n pour déterminer le poids de cette jante, on retrouvera, dans ces machines, le poids de tous les autres organes pour accroître le degré de régularité adopté dans le calcul, et replacer, approximativement, la machine nouvelle dans les conditions de régularité de marche qui se trouvaient réalisées dans la machine qui a servi de point de comparaison.

On trouve ces coefficients de régularité, n, applicables aux diverses opérations industrielles, dans la plupart des manuels à l'usage des ingénieurs.

Nous allons, maintenant, exposer les diverses méthodes à

l'aide desquelles on peut calculer approximativement les quantités de travail que les volants doivent successivement emmagasiner, puis restituer, dans les divers systèmes de machines à mouvement de rotation continu ; puis nous examinerons ensuite les conditions auxquelles doivent satisfaire les masses en mouvement, dans les appareils où l'uniformité de la vitesse est incompatible avec la nature des opérations à exécuter, et où cette vitesse doit, au contraire, varier suivant des lois dépendantes de la nature de ces opérations.

Travail que le volant doit emmagasiner, puis restituer, quand il est placé sur l'arbre de la manivelle d'une machine à simple effet, sans détente.

Nous supposerons que la résistance tangente à un engrenage placé sur l'arbre du volant, est constante ; que l'effort transmis par la bielle au manneton de la manivelle, est également constant pendant la course dans laquelle se produit le travail moteur, et que la bielle est assez longue pour que l'on puisse, pendant le mouvement, la considérer comme toujours parallèle à la ligne des points morts.

(Fig. 53.) Représentons par :

b, le rayon de la manivelle ;

r, le rayon de l'engrenage auquel on suppose appliquée, la résistance constante ;

Q, la valeur de cette résistance constante ;

F, la puissance d'intensité constante, effectivement transmise au manneton de la manivelle, pendant l'une des deux courses du piston qui s'accomplissent par révolution.

Comme la machine est à simple effet, le travail moteur pendant la course de production de ce travail, doit être égal au travail de la résistance pendant une révolution complète ; d'où

$$Q \,.\, 2\,\pi\, r = F \,.\, 2\, b\,.$$

Si l'on tire de cette équation le moment constant de la résistance, il vient

$$Q\, r = F\, \frac{b}{\pi}.$$

Cela signifie qu'il y a équilibre entre la puissance et la résistance, ou qu'il y a égalité entre les travaux moteur et résistant, lorsque le bras de levier ox de la puissance constante est égal à $\frac{b}{\pi}$ ou à 0,31835 . b.

Il y a donc, pendant la course qui correspond à la production de travail moteur, deux positions symétriques de la manivelle, OM et OM', dans lesquelles le travail moteur est égal au travail résistant pour un mouvement infiniment petit. De OM en OM', le travail moteur l'emporte constamment sur le travail résistant et, pendant tout le reste du tour, le travail résistant l'emporte sur le travail moteur; de sorte que OM est la position du minimum de vitesse de l'appareil et OM' la position de vitesse maxima. Les deux travaux contraires étant égaux pour une révolution complète, sous peine d'augmentation continue du nombre de tours par minute si le travail moteur l'emportait sur le travail résistant dans chacune de ces révolutions, ou de diminution continue si le phénomène inverse se manifestait, la vitesse repassera continuellement par les mêmes phases de variations et l'excédant du travail moteur de OM en OM', sera égal à l'excédant du travail résistant de OM' en OM.

En désignant par a l'angle que la manivelle, dans ses deux positions d'équilibre, fait avec la ligne des points morts AB, il vient :

$$b.\ \sin a = 0{,}31835.\ b; \qquad \text{d'où } \sin a = 0{,}31835.$$

Ce sinus correspond à un angle de 18°,33'.

Il en résulte que la manivelle, pendant la période d'excédant du travail moteur sur le travail résistant, décrit un angle de

$$180° - 2\ .\ 18°{,}33' = 142°{,}54' = 8574 \text{ minutes.}$$

Pendant la même période, le travail résistant a une valeur de

$$Q\ 2\ \pi\ r\ \frac{8574'}{360°\ .\ 60'} = \frac{8574'}{21600'}\ Q\ 2\ \pi\ r = 0.39694.\ Q\ .\ 2\ \pi\ r,$$

et le travail moteur, une valeur de

$$F\ .\ 2\ Mx = F\ .\ 2\ b \cos 18°{,}33' = F\ 2\ b.\ 0{,}94805\ .$$

Comme $F . 2 b = Q\ 2 \pi r$, cette dernière expression peut se mettre sous la forme

$$0{,}94805 . \quad Q. \ 2 \pi r.$$

La différence entre le travail moteur et le travail résistant, pendant cette période, sera donc de

$$Q\ 2 \pi r\ (0{,}94805 - 0{,}39694) = 0{,}551 . \ Q. \ 2 \pi r;$$

d'où la conséquence générale qui suit :

Dans les machines à simple effet, sans détente et à mouvement de rotation continu, la quantité de travail que les pièces de l'appareil doivent successivement emmagasiner, puis restituer, lorsque le travail de la résistance est constant et que la bielle est suffisamment longue, s'élève aux 0,551 *du travail effectif transmis à l'arbre de la manivelle, par révolution.*

La vitesse de rotation de l'arbre qui porte la manivelle croît d'une manière continue mais non uniforme, pendant que celle-ci passe de la position OM à la position OM', et décroît, aussi d'une manière continue et non uniforme, pendant le reste du tour.

Travail que le volant doit emmagasiner puis restituer, dans les machines à double effet, sans détente.

(Fig. 54.) Nous conserverons aux lettres F, Q, b, r, a la même signification que ci-dessus, puis nous supposerons également la bielle suffisamment longue pour négliger son obliquité relativement à la ligne des points morts, et la puissance F, constante, quoique dans ces machines, elle ne le soit pas tout à fait. Dans le cas dont il s'agit, la bielle agit sur le manneton de la manivelle pendant toute la durée de chaque révolution, par traction pendant un demi tour et par pression, pendant le demi tour suivant; ces deux parties du tour entier étant séparées par la ligne des points morts.

Nous aurons d'abord, par suite de l'égalité des travaux moteur et résistant, pendant une révolution :

$$Q. \ 2 \pi r = F. \ 4 b; \qquad \text{d'où } Q\ r = F \frac{2 b}{\pi}.$$

Il y aura donc équilibre entre la puissance et la résistance constante, toutes les fois que la manivelle passera par les positions où le bras de levier de la puissance, est égal à $\frac{2b}{\pi}$ ou à 0,63670 du rayon b de cette manivelle.

Il y a par conséquent quatre positions de manivelle, OM, OM′, OM″, OM‴, dans lesquelles cet équilibre existera. De OM en OM′, le travail moteur l'emportera sur le travail résistant; de OM′ en OM″ le travail résistant l'emportera sur le travail moteur, et les deux mêmes phénomènes se reproduiront de OM″ en OM‴ et de OM‴ en OM. La plus grande vitesse du volant correspondra aux positions OM′ et OM‴ de la manivelle, et la plus faible, aux positions OM″ et OM.

On aura d'abord, pour l'angle que la manivelle fait avec la ligne des points morts, dans les positions d'équilibre :

$$b \sin a = \frac{2b}{\pi} = 0{,}63670\, b\,; \quad \text{d'où } \sin a = 0{,}63670.$$

Ce sinus naturel correspond à un angle de 39°,33′.

Pendant la période d'excédant du travail moteur sur le travail résistant, ou pendant que la manivelle passe de OM en OM′, le travail moteur est de

$$\text{F. 2. MC} = \text{F. } 2b \cos 39°{,}33' = 0{,}77107.\ 2b.\ \text{F},$$

et le travail résistant, de

$$\text{Q. } 2\pi r \frac{180° - 2.\ 39°{,}33'}{360°} = \text{Q. } 2\pi r \frac{6054'}{21600'} = 0{,}28028.\ \text{Q. } 2\pi r.$$

Comme Q $2\pi r$ = F. $4b$, la différence entre les travaux moteur et résistant, pendant cette période, sera

$$\text{Q } 2\pi r \left(\frac{0{,}77107}{2} - 0{,}28028\right) = 0{,}105.\ \text{Q. } 2\pi r\,;$$

d'où la conséquence suivante :

Dans les machines à double effet, sans détente et à mouvement de rotation continu, le travail que les organes de l'appareil doivent successivement emmagasiner, puis restituer, quand le travail de la résistance est constant, est égal à 0,105 *du travail effectif transmis à l'arbre de la manivelle dans chaque révolution.*

Travail que le volant doit emmagasiner, puis restituer, dans les machines à double effet, à deux cylindres, avec manivelles calées à angle droit sur l'arbre moteur, sans détente, avec travail résistant uniforme, et à mouvement de rotation continu.

Dans les machines de cette espèce, la puissance est partagée en deux parties égales qui agissent, chacune, sur une manivelle spéciale. On adopte cette disposition pour éviter qu'il y ait un point mort dans la transmission du travail total et pour diminuer les différences momentanées entre les travaux moteur et résistant, ce qui permet de régulariser la vitesse avec un volant de moindre poids, et quelquefois sans volant.

(Fig. 55.) Représentons par :

OM et OM′ les deux manivelles calées à angle droit sur l'arbre moteur O,

AB la ligne des points morts à laquelle les deux bielles sont supposées toujours parallèles,

Et par les mêmes lettres que ci-dessus, la résistance, la puissance et les rayons de l'engrenage et de la manivelle.

Lorsque les deux manivelles occupent les positions OE et OH, l'une est à son point mort, et la puissance $\frac{F}{2}$ qui la sollicite n'a point de bras de levier ; l'autre est à son point de maximum d'action, et la seconde moitié $\frac{F}{2}$ de la puissance totale a pour bras de levier, le rayon de la manivelle tout entier.

Si l'on suppose que les manivelles, partant simultanément de ces positions OE et OH, décrivent un angle de 45° et passent dans les positions ON et ON′, on pourra remarquer que les projections, sur la direction OH, des très petits arcs successivement décrits par le point E, sont plus grandes que les projections, sur la même direction, des petits arcs égaux décrits par le point H, parce que les premiers font, avec cette direction OH des angles plus petits que ceux qu'elle fait avec les seconds; donc, pendant ce mouvement angulaire de 45°, le bras de levier de la manivelle OE augmentera plus rapidement que

celui de la manivelle OH ne diminuera. Il y aura donc accroissement continu dans la somme de ces bras de levier, et comme les forces $\frac{F}{2}$ qui agissent aux extrémités de ces bras de levier, sont supposées constantes, il y aura accroissement continu dans la somme des moments de ces forces.

L'effet inverse se produira pendant que les manivelles décriront l'angle de 45° suivant ; puis ainsi de suite, alternativement, pour chaque angle de 45°.

L'ensemble des deux manivelles se trouvera donc dans une position de maximum d'action, quand elles feront, avec la ligne des points morts, des angles de 45°, et dans une position de minimum d'action quand l'une quelconque d'entr'elles traversera la ligne des points morts ; de sorte qu'il y aura, par révolution, quatre positions de maximum et quatre positions de minimum d'action, et comme, dans le trajet de l'une de ces positions à la suivante, elles passent nécessairement par une position d'équilibre entre les puissances et la résistance, il en résulte qu'elles se trouveront huit fois dans une position d'équilibre, par tour complet.

Commençons par déterminer les positions d'équilibre et représentons par a l'angle que les manivelles, dans ces positions d'équilibre, font avec leur position de minimum d'action, OE et OH.

Si ces manivelles, au moment où il y a équilibre entre les deux puissances et la résistance, se trouvent dans les positions OM et OM′, on aura successivement :

Pour un tour, $Q.\,2\pi r = 2\,\frac{F}{2}\,4b$; d'où $Qr = \frac{F}{2} \times \frac{4b}{\pi}$ moment constant de la résistance ;

puis $\frac{F}{2}\,b \sin a + \frac{F}{2}\,b \cos a = \frac{F}{2} \cdot \frac{4b}{\pi}$; d'où $\sin a + \cos a = \frac{4}{\pi}$.

En remplaçant, dans cette équation, $\cos a$ par $\sqrt{1 - \sin^2 a}$ qui lui est égal d'après la loi du carré de l'hypoténuse, et en résolvant l'équation relativement à $\sin a$, on trouve

$$\sin a = 0{,}6367 \pm \sqrt{(0{,}6367)^2 - 0{,}31027}\ ;$$

ce qui donne $\sin a = 0{,}6367 \pm 0{,}3084$;

et $$\sin = \begin{cases} 0{,}3283. \\ 0{,}9451. \end{cases}$$

Ces deux sinus correspondent à des angles de 19°,10′ et de 70°,50′ ; de sorte que les manivelles seront dans une position d'équilibre, toutes les fois que l'une quelconque d'entr'elles fera, avec la ligne des points morts, un angle de 19°,10′ ou un angle de 70°,50′, phénomène qui se reproduit deux fois pour chaque quart de révolution.

Soient OM, OM′ et OS, OS′ deux de ces positions d'équilibre consécutives.

En passant de la première à la seconde, les manivelles décriront un angle de

$$70°,50' - 19°,10' = 51°,40' = 3100'.$$

Pendant ce mouvement angulaire, il y aura excédant du travail moteur sur le travail résistant, et accroissement de vitesse de l'appareil.

Pour passer de la deuxième position d'équilibre OS, OS′, à la troisième OM, OM″, les manivelles n'auront à décrire qu'un angle de

$$2.19°,10' = 38°,20'.$$

Pendant cette période, le travail résistant l'emportera sur le travail moteur d'une quantité égale à l'excès de ce dernier dans la période précédente, et il y aura diminution de vitesse. Les mêmes phases se reproduiront ensuite indéfiniment.

Il suffira donc de chercher la différence entre le travail moteur et le travail résistant, pendant l'une ou l'autre de ces périodes alternatives ; nous choisirons le passage de la position OM, OM′ à la position OS, OS′.

L'angle décrit pendant cette période étant de 51°,40′ ou de 3100′, le travail résistant qui lui correspond est de

$$Q \,.\, 2\pi r \frac{3100'}{21600'} = 0{,}14352 \,.\, Q \,.\, 2\pi r.$$

Pendant ce temps, le travail moteur sera de

$$\frac{F}{2} CD + \frac{F}{2} C'D' = F \,.\, CD, \text{ parce que } CD = C'D'.$$

Or $$CD = b \,.\, \cos 19^\circ, 10' - b \cos 70^\circ, 50' = b\,(0{,}9451 - 0{,}3283) = 0{,}6168 \,.\, b.$$

donc $$F \,.\, CD = 0{,}6168\, Fb = \frac{0{,}6168}{4} 4\, Fb = 0{,}1542 \,.\, 4\, Fb,$$

et comme $4\, Fb = Q \,.\, 2\pi r$, la différence des travaux moteur et résistant sera

$$0{,}1542 \,.\, Q\, 2\pi r - 0{,}14352\, Q\, 2\pi r = 0{,}01068\, Q\, 2\pi r.$$

C'est comme on le voit, environ dix fois moins que lorsqu'on n'emploie qu'un seul cylindre pour produire le même travail. On peut tirer de là, la conséquence suivante :

Dans les machines à vapeur à double effet, sans détente, à mouvement de rotation continu et à deux cylindres dont les pistons agissent sur deux manivelles calées à angle droit sur l'arbre moteur, le travail que les organes de l'appareil doivent successivement emmagasiner, puis restituer, quand le travail de la résistance est constant, est égal à 0,01068 *du travail effectif que la puissance transmet à l'arbre des manivelles, par révolution.*

Cette faible quantité de travail, tantôt en excès, tantôt en défaut, sur le travail de la résistance, explique pourquoi, dans certaines circonstances, on a pu se passer de placer un volant sur l'arbre qui porte les deux manivelles. La masse des organes indispensables à la machine était suffisante pour produire le degré de régularité dont on avait besoin.

Travail que le volant doit emmagasiner, puis restituer, dans les machines à double effet, sans détente, et à trois cylindres dont les pistons agissent sur trois manivelles, ou coudes, placés sur l'arbre moteur de façon que leurs projections sur un plan perpendiculaire à l'arbre, partagent une circonférence en trois parties égales, ou fassent des angles de 120° ; le travail de la résistance est supposé constant.

Dans les machines de cette espèce, l'une, au moins, des trois manivelles, doit être représentée par un coude formé en un point quelconque de l'arbre qui porte les deux autres à ses extrémités.

Avant de procéder à la recherche des quantités de travail qui doivent être emmagasinées et restituées dans ce cas, nous démontrerons un théorème préliminaire qui facilitera singulièrement cette recherche.

(Fig. 56.) Soient OA, OB, OC les trois manivelles faisant entr'elles des angles de 120°, dans une position quelconque, et KK′ la ligne des points morts.

Les bras de levier des puissances qui agissent sur ces manivelles, seront Ax et Cz d'un côté de la ligne des points morts, et By de l'autre côté. Si l'on prolonge CO jusqu'en D et que l'on abaisse Dn perpendiculaire sur la ligne des points morts, on aura, évidemment, Dn = Cz. Joignons le point D au point B, puis menons nh parallèle à DB : hB sera égale à Dn, ce qui donnera Cz = Bh.

D'autre part, BD, corde d'un arc de 60°, est égal au rayon ; donc le côté opposé nh du même parallélogramme est aussi égal au rayon des manivelles, et comme l'angle AOB est de 120° et l'angle DBO de 60°, ensemble 180°, DB est parallèle à AO, ainsi que nh. Il en résulte que les triangles AOx et nhy ont leurs côtés parallèles, les hypoténuses égales et sont égaux ; de sorte que Ax = yh et qu'il vient, en définitive,

$$Cz + Ax = hB + hg = By.$$

Donc, quelle que soit la position des trois manivelles, la somme des bras de levier, de part et d'autre de la ligne des points morts, sera la même, et en observant les variations du bras de levier de la manivelle qui se trouve seule d'un côté de cette ligne, on connaîtra les variations de la somme des bras de levier des deux manivelles qui se meuvent de l'autre côté.

Ce principe posé, on reconnaîtra facilement à la seule inspection de la figure 57, que les trois puissances, $\frac{F}{3}$ chacune, qui agissent sur les manivelles, étant égales et invariables, ces manivelles se trouveront dans une position de *maximum d'action*, quand l'une quelconque d'entr'elles traversera la ligne $y\,z$ perpendiculaire à la ligne des points morts, et dans une position de *minimum d'action* lorsque l'une quelconque traver-

sera cette ligne des points morts. Or, ces manivelles passent, évidemment, de l'une à l'autre de ces positions pour chaque mouvement angulaire de 30°; donc, pendant une révolution, elles se trouvent *six* fois dans une position de maximum d'action, *six* fois dans une position de minimum, et *douze* fois dans une position d'équilibre entre les puissances et la résistance, puisque entre une position de minimum et une position de maximum d'action, il y a nécessairement une position d'équilibre.

Soient OM, OM′, OM″ les trois manivelles dans la première position d'équilibre qu'elles occupent, après que la manivelle OM a traversé la ligne des points morts AB.

On aura d'abord, d'après la méthode appliquée aux cas précédents,

$$Q.\ 2\pi r = 3\frac{F}{3}4b; \qquad \text{d'où } Q\,r = \frac{F}{3}.\ \frac{6b}{\pi};$$

ce qui signifie qu'il y aura équilibre entre les puissances et la résistance, toutes les fois que la somme des bras de levier de ces puissances, sera égale à $\frac{6b}{\pi} = 1{,}9101\ .\ b$.

On aura donc dans cette position d'équilibre,

$Oy + Ox + Oz = 1{,}9101\ .\ b$, ou, d'après le théorème démontré,

$$2\ .\ Oy = 1{,}9101\ .\ b \text{ et } Oy = 0{,}95505\ .\ b.$$

Si a est l'angle que fait alors la manivelle OM″ avec la ligne yz perpendiculaire à la ligne des points morts, on aura

$$Oy = b.\ \cos a = 0{,}95505\ .\ b; \quad \text{d'où } \cos a = 0{,}95505.$$

Ce cosinus naturel correspond à un angle de 17°, 15′ ou de 1035′.

Les trois manivelles, depuis que la manivelle OM occupait la position OB, ont donc décrit, pour passer dans cette position d'équilibre, un angle de

$$30° - 17°,\ 15' = 12°,\ 45'.$$

Pour passer de cette première position d'équilibre, OM, OM′, OM″, à la seconde ON, ON′, ON″, qui est exactement symétrique, les manivelles devront, évidemment, décrire l'angle M″ ON″ = 2 . 17°, 15 = 34°, 30′, et pendant cette période de

mouvement, le travail des puissances l'emportera sur celui de la résistance.

Dans cette seconde position d'équilibre, la manivelle ON' fait un angle de 12°, 45' avec la ligne des points morts, et pour passer à la troisième OK, OK', OK'', symétrique de la seconde, il suffira que les trois manivelles décrivent l'angle $N'OK' = 2 . 12°, 45' = 25°, 30'$.

Les mêmes phénomènes se reproduiront ensuite indéfiniment.

Les mouvements angulaires, pendant les périodes d'excédant du travail moteur sur le travail résistant, seront donc de 34°, 30' et, pendant les périodes d'excédant du travail résistant, de 25°, 30', ce qui n'empêchera pas ces deux excédants contraires, d'être égaux pendant la marche normale de la machine.

Cherchons maintenant cette différence des travaux moteur et résistant pendant la période d'excédant du travail moteur qui correspond au passage des manivelles de la position OM, OM', OM'' à la position ON, ON', ON''.

Le mouvement angulaire étant de 34°, 30' ou de 2070', le travail résistant sera

$$Q\ 2\pi r \frac{2070'}{21600'} = 0{,}09583 . Q . 2\pi r .$$

Pendant le même temps, le travail moteur sera

$$\frac{F}{3} M''N'' + \frac{F}{3} BC + \frac{F}{3} GH, \text{ et comme } M''N'' = 2 . OD$$

et que BC = GH, l'expression devient

$$\frac{F}{3}(2 . OD + 2 . BC) = \frac{2F}{3}(OD + BC).$$

Mais $OD = b . \sin 17°, 15' = 0{,}29534 . b$,

et $BC = b \cos 12°,45' - b. \cos 47°, 15 = b\,(0{,}97534 - 0{,}67880) = 0{,}29654 . b.$

La valeur du travail moteur pourra alors se présenter sous la forme

$$\frac{2F}{3} b\,(2 . 0{,}29654) = 4\ F\ b \frac{0{,}29654}{3} = 4\ F\ b . 0{,}09884,$$

et comme $Q\ 2\pi r = 3\ \frac{F}{3}\ 4\ b = 4\ F\ b$, la différence des travaux

moteur et résistant, pour la période indiquée, sera égale à

$$Q\ 2\pi r\,(0{,}09884 - 0{,}09583) = 0{,}003\,.\ Q.\ 2\pi r.$$

D'où le principe suivant :

Dans les machines à vapeur à double effet, sans détente, à mouvement de rotation continu et à trois cylindres dont les pistons agissent sur trois manivelles dont les projections sur un plan perpendiculaire à l'arbre moteur, font entr'elles des angles de 120°, *le travail que les organes de l'appareil doivent, successivement, emmagasiner puis restituer, lorsque le travail de la résistance est constant et les efforts transmis aux manivelles, également constants, est égal à* 0,003 *du travail effectif transmis à l'arbre moteur, pendant chaque révolution.*

Comme on le voit, plus on multiplie les manivelles, plus le travail moteur devient régulier et moins le volant devient nécessaire, mais il faut, pour obtenir ce résultat, que le nombre des manivelles à projections équidistantes sur le plan perpendiculaire à l'arbre moteur, soit tel qu'elles traversent successivement la ligne des points morts et qu'il n'y en ait jamais deux ou un plus grand nombre, qui la traversent simultanément. Tous les nombres premiers satisfont à cette condition.

Observations sur cette méthode de calcul des quantités de travail qui doivent être emmagasinées et restituées par l'inertie des organes des machines motrices.

La méthode que nous venons d'appliquer au calcul de ces quantités de travail dans les machines sans détente, présente plusieurs causes d'erreur.

1° L'effort réel transmis par la bielle au manneton de la manivelle, n'est jamais constant dans l'application; il varie pendant toute la période d'admission, par suite des variations d'ouverture de l'orifice d'entrée de la vapeur, des variations de la contrepression et aussi parce que l'admission ne se continue jamais jusqu'à la fin de la course du piston; il y a toujours, vers la fin de cette course, dans les machines dites sans détente, une période très courte de détente, pendant laquelle

la tension de la vapeur motrice, s'abaisse un peu et, souvent aussi, cette courte détente s'effectue en vase ouvert, par suite de l'avance à l'échappement, ce qui fait baisser la tension encore plus rapidement. Cependant ces variations, dans les machines où la distribution est convenablement réglée, ne sont pas assez considérables pour que l'hypothèse d'invariabilité, admise, puisse occasionner de graves mécomptes.

2° La bielle n'est pas constamment parallèle à la ligne des points morts et elle s'écarte d'autant plus du parallélisme qu'elle est moins longue relativement au rayon de la manivelle. Quand sa longueur atteint cinq fois ce rayon, l'hypothèse du parallélisme peut être adoptée sans grave erreur, mais si elle était très petite, il conviendrait de tenir compte de son obliquité dans la détermination des points d'équilibre. Cependant les praticiens négligent habituellement cette obliquité.

3° Le moment de la résistance n'est jamais rigoureusement constant, même dans les machines où il semble le moins susceptible de varier, comme par exemple dans les moulins à farine où le blé est livré le plus régulièrement que possible, aux meules. La valeur de ces variations est, évidemment, impossible à prévoir dans les cas semblables, et il faut bien les négliger.

4° Le mode de calcul appliqué, suppose que tous les organes de la machine motrice, s'équilibrent parfaitement les uns les autres autour des axes de rotation ; de façon que, dans quelque position que l'on arrête l'appareil débarrassé de sa résistance utile, il n'y ait que les frottements à surmonter pour le remettre en marche. Cette bonne condition de fonctionnement est rarement satisfaite ; le plus souvent l'action de la pesanteur, pendant certaines phases du mouvement, produit plus de travail moteur sur les pièces dont le centre de gravité s'abaisse, que de travail résistant sur celles dont le centre de gravité s'élève. Dans ce cas, la pesanteur ajoute son travail à celui de la force motrice, pour surmonter la résistance utile, et modifie la position des points d'équilibre. Dans d'autres phases, elle produit plus de travail résistant que de travail moteur, ce qui tend également à modifier cette position.

On trouve alors les positions réelles d'équilibre en égalant

au moment de la résistance constante, le moment de la puissance, plus ou moins la différence des moments des actions de la pesanteur sur toutes les pièces mobiles, relativement à leurs axes de rotation. Ces derniers moments s'évaluent en considérant le poids de chaque organe de forme invariable, comme appliqué verticalement à son centre de gravité.

Ces calculs qui présentent plus ou moins de difficultés suivant les circonstances, se font rarement. Généralement on équilibre les organes dans la mesure du possible et l'on considère la machine comme équilibrée quoiqu'elle ne le soit pas tout à fait, en corrigeant toutes les erreurs commises dans la détermination des points d'équilibre et dans l'évaluation des quantités effectives de travail qui doivent être successivement emmagasinées, puis restituées, par l'adoption de coefficients de régularité déterminés dans des conditions de fonctionnement à peu près semblables à celles dans lesquelles on se trouve.

Le coefficient de régularité est le grand remède à toutes les erreurs et il les corrige implicitement toutes à la fois ; il est, sous ce point de vue, de la famille du coefficient d'effet utile.

On équilibre parfois les machines en ajoutant à la jante du volant, des masses additionnelles qui montent ou qui descendent quand certains organes très lourds descendent ou montent, mais ce procédé présente un assez grave inconvénient : Le volant ne tourne plus autour de son centre de gravité, les forces centrifuges de la jante ne se neutralisent plus réciproquement autour de son axe de rotation et il se développe, surtout quand le mouvement de rotation est rapide, une résultante des forces centrifuges, transversale à l'axe de rotation et dont la direction change à chaque instant. Cet effort transversal, combiné avec le poids du volant qui tend à faire fléchir l'arbre dans le plan vertical, engendre des vibrations qui sont nuisibles à la transmission du travail et à la bonne conservation de l'appareil.

La plupart de ces observations sont applicables aux machines à détente dont nous nous occuperons plus loin.

Pour faire ressortir plus clairement encore, l'influence du mode de transmission du travail à l'arbre du volant, dans les

machines sans détente, sur la grandeur des masses qu'il faut mettre en mouvement pour obtenir un degré de régularité de vitesse, donné, nous adopterons l'application numérique suivante :

Déterminer le poids de la jante du volant d'une machine à vapeur de la puissance effective de 40 chevaux, pour régulariser le mouvement au point que la plus grande vitesse ne puisse dépasser la plus petite que de $\frac{1}{18}$ de la vitesse moyenne.

L'arbre du volant fait vingt tours par minute, et porte ce volant dont le rayon moyen est de $2^m,50$.

1° La machine étant supposée à simple effet, sans détente.
2° id. à double effet, sans détente.
3° id. à deux cylindres à double effet, sans détente.
4° id. à trois cylindres à double effet, sans détente.

C'est la formule (K), page 661, qui doit être appliquée ici.

Pour les quatre machines proposées, on a :

$$N = 40 ; \quad n = 18 ; \quad m = m' = 20 ; \quad R = 2^m,50.$$

En appliquant ces valeurs à l'expression (K), elle se réduit à

$$P = 58182. \quad B.$$

D'après ce que nous avons dit ci-dessus, la valeur de B, est : pour la 1re machine, 0,551 ; pour la 2me, 0,105 ; pour la 3me, 0,01068 ; pour la 4me, 0,003.

Donc pour régulariser la vitesse jusqu'à la limite que nous avons assignée, dans ces différentes machines de même puissance, le poids du volant devrait être :

Dans la première, de . . . 58182 . 0,551 = $32058^{kil.},282$;
Dans la deuxième, de . . . 58182 . 0,105 = $6109^{kil.},110$;
Dans la troisième, de . . . 58182 . 0,01068 = $621^{kil.},384$;
Dans la quatrième, de . . . 58182 . 0,003 = $174^{kil.},546$;

Si le volant était placé sur un arbre tournant plus vite que l'arbre de la manivelle, m' augmenterait et l'on obtiendrait le même degré de régularité de vitesse avec des volants beaucoup moins lourds. On voit par la formule (K) que le poids des

volants est inversement proportionnel au carré du nombre de tours qu'ils font par minute ; ainsi, par exemple, si le volant, dans les machines ci-dessus, était placé sur un arbre secondaire faisant 40 révolutions par minute, pendant que l'arbre de la manivelle en fait 20, on obtiendrait le degré de régularité de vitesse que nous avons adopté, avec des volants dont la jante ne peserait que le quart des poids déterminés ci-dessus. A ce point de vue, il y aurait bénéfice à placer les volants sur des arbres secondaires tournant très vite, mais il se produit alors dans les engrenages de la communication de mouvement, des chocs périodiques qui tiennent à ce que les dents d'un engrenage ne sont point simultanément en contact avec les deux dents de l'autre engrenage entre lesquels elles se placent, sur la ligne des centres ; comme c'est, tantôt le volant qui entraîne les engrenages, tantôt les engrenages qui entraînent le volant, dans les variations de vitesse, les dents de l'engrenage moteur se déplacent dans les intervalles des deux dents de l'engrenage récepteur et se mettent brusquement en contact, tantôt avec l'une tantôt avec l'autre, d'où résultent les chocs sans cesse répétés dont nous venons de faire mention et l'habitude des mécaniciens de renoncer aux avantages de la grande vitesse du volant.

Dans la troisième et dans la quatrième des machines que nous avons adoptées ci-dessus, le poids du volant est assez faible pour que l'on puisse, souvent, le supprimer tout à fait ; les autres organes de la machine peuvent régulariser suffisamment la vitesse.

On supprime également le volant dans les locomotives, parce que la masse totale de la machine avec sa chaudière, en accomplit la fonction et suffit pour obtenir une vitesse très peu variable quand les conditions du traînage ne changent pas.

Travail que le volant doit emmagasiner, puis restituer dans les machines à détente, à double effet et à un seul cylindre.

Les méthodes que nous venons d'appliquer à la recherche des positions des pistons, au moment où la puissance et la résistance se font exactement équilibre, dans les machines à vapeur de divers systèmes, ne sont évidemment point rigoureuses, puisqu'elles reposent sur deux hypothèses qui ne sont pas tout à fait exactes ; la première est le parallélisme du mouvement de la bielle ; la seconde, la parfaite uniformité du travail de la résistance et de l'intensité de la puissance. Cependant une longue expérience a démontré qu'en adoptant les résultats qu'elles fournissent, on n'aboutissait jamais à de véritables mécomptes dans les applications, quand les coefficients de régularité étaient bien ceux qui convenaient au genre d'opérations exécutées par la machine.

Lorsque les machines sont à détente, la recherche des positions d'équilibre, dont la connaissance est indispensable au calcul des quantités de travail qui doivent être successivement emmagasinées puis restituées, devient plus difficile parce que la question se complique de la variation simultanée de l'intensité de la puissance et de la longueur de son bras de levier, même dans le cas où le travail de la résistance est assez peu irrégulier pour que l'on puisse le considérer comme uniforme.

Pour éviter les difficultés inhérentes à toutes les méthodes de calcul que l'on a appliquées à cette recherche, les ingénieurs leur ont substitué des méthodes purement graphiques, plus ou moins susceptibles d'exactitude et tenant plus ou moins compte de toutes les circonstances qui ont une influence sur le résultat final. Dans la plupart de ces procédés graphiques, on admet que la détente s'accomplit suivant la loi de Mariotte; dans quelques uns, on admet que le mouvement de la bielle s'accomplit toujours parallèlement à la ligne des points morts; dans d'autres, on tient compte de l'obliquité de la bielle dans les différentes phases d'une opération. Nous allons en décrire un, assez simple, dans lequel on néglige l'obliquité de la bielle relativement à la ligne des points morts, et que nous considérons, nonobstant

cette imperfection, comme fournissant des résultats suffisamment approximatifs pour les applications, celles-ci n'exigeant jamais une précision mathématique dans la prévision de ces résultats et offrant toujours les moyens de rectifier dans la mise en train des appareils, les erreurs qui ont pu être commises dans leur calcul, à la condition qu'elles ne soient pas trop considérables.

On représente (fig. 58) la course du piston par une longueur quelconque déterminée AB, en mètre ou en millimètres. Sur cette longueur, on trace le diagramme ACD*z*B du travail absolu produit à pression pleine et détente. La courbe de détente que l'on suppose s'accomplir suivant la loi de Mariotte, doit être tracée en tenant compte du volume AC*qs* de l'espace nuisible et la pression initiale AC doit être aussi représentée par une longueur déterminée.

Si l'on a des motifs sérieux de penser que la détente s'accomplira suivant une courbe différente de la courbe isothermique, rien n'empêche de substituer, à cette dernière, la courbe représentant la loi de détente qui s'accomplira probablement.

Du diagramme ACD*z*B du travail absolu de la vapeur sur une des faces du piston, on retranche le travail de la contrepression sur l'autre face. Nous avons supposé cette contrepression constante et nous avons représenté son travail résistant, par le rectangle A*mn*B; mais on peut aussi la supposer variable selon une loi observée à l'aide de l'indicateur de Watt; dans ce cas, la droite *mn* serait remplacée par une courbe conforme à cette loi.

Du même diagramme ACD*z*B, on retranche ensuite le travail des résistances passives évalué d'après le coefficient d'effet utile adopté pour la machine. Ce travail peut être supposé constant, sans grave erreur, et nous l'avons représenté par le rectangle *mxyn* ; mais on peut aussi, si l'on connaît sa loi de variation, remplacer la droite *xy* par une courbe représentant cette loi.

Après ces réductions du travail absolu, il est clair que le travail effectif transmis à la circonférence d'un engrenage qui serait placé sur l'arbre du volant, sera représenté par la figure

$xCDYzyx$ et que les pressions utilisées de la vapeur sur le piston, seront représentées en divers points de la course de ce piston, par les lignes xC, UT, QY, zy. . . . .

On trace ensuite le diamètre A'B' de la circonférence décrite par le manneton de la manivelle ; ce diamètre égal à la course AB du piston, se trace parallèlement à celle-ci ; puis on partage cette course AB en un grand nombre de parties égales ou inégales et l'on projette sur la circonférence A'lB', ces positions successives du piston ; on obtient ainsi les positions Oa, Od, Og, Ot..... de la manivelle, correspondantes aux positions données de ce piston.

Les bras de levier de la puissance effective, dans ces positions du piston, et dans l'hypothèse du parallélisme de la bielle et de la ligne des points morts, seront représentés par Ha, Id, Lg, tt'...., et les moments effectifs de la puissance, dans ces mêmes positions, seront FK. Ha, ZD. Id, XV. Lg, PS. tt'....

En portant, sur le prolongement des bras de levier, les longueurs ab = FK, df = DZ, gh = VX, ti = PS...., puis en traçant sur Hb, If, Lh, $t'i$.... comme diamètres, des demi-circonférences, et en élevant des perpendiculaires aux points où ces diamètres coupent la circonférence décrite par le manneton de la manivelle, on obtient, d'après un théorème connu de géométrie élémentaire, $\overline{aa'}^2$ = FK . Ha, $\overline{dd'}^2$ = ZD . Id, $\overline{gg'}^2$ = XV . Lg, $\overline{tu}^2$ = PS . tt'... . Donc les moments effectifs de la puissance, en chacun des points assignés de la course du piston, seront représentés par les carrés des lignes aa', dd', gg', tu.....

Pour représenter ces moments par des dimensions linéaires, afin de tracer la courbe des moments effectifs, il faut adopter une unité de mesure. On peut choisir pour unité un moment égal au produit de la pression effective initiale par le rayon de la manivelle ; soit OM . MQ = OM . Cx. Ce moment sera égal à $\overline{MN}^2$ et si l'on fait $\overline{MN}^2$ = 1, MN sera aussi égal à l'unité de mesure des autres moments.

Fig. 59. Traçons maintenant deux lignes perpendiculaires l'une à l'autre AN' et M'B ; prenons M'N' = MN de la fig. 58 ; puis, sur M'B portons à partir de M', les longueurs M'd = dd', M'a = aa', M'g = gg' , M't = tu..... et joignons l

d, a, g, t..... au point N'. Si on élève des perpendiculaires dd' sur N'd, aa' sur N'a, gg' sur N'g, tt', sur N't, on formera des triangles rectangles qui fourniront les proportions suivantes :

M'd' : M'd = M'd : M'N' ou 1 ; d'où M'd' = $\overline{\text{M'}d}^2$ = $\overline{dd'}^2$;

M'a' : M'a = M'a : M'N' ou 1 ; d'où M'a' = $\overline{\text{M'}a}^2$ = $\overline{aa'}^2$;

et ainsi de suite pour tous les moments successifs.

En reportant sur la course du piston, AB, fig. 58, ces ordonnées M'd', M'a'.... aux points correspondants de la course de ce piston, on aura :

Au début de la course. . . . . moment nul;
Au point a'' de la course. . . . . $a''a'''$ = M'a' ;
Au point E de la course. . . . . Ed'' = M'd' ;
Au point g'' de la course. . . . . $g''g'''$ = M'g' ;
Au point t'' de la course. . . . . $t''t'''$ = M't' ;

et ainsi pour tous les autres points de cette course ; puis en faisant passer la courbe A$a'''d''g'''t'''$B par les extrémités de ces ordonnées, on obtiendra la loi de variation des moments effectifs de la puissance pendant toute la durée d'une course.

Nous avons désigné par les mêmes chiffres, sur les deux figures, les lignes qui correspondent à la même position du piston.

Pour déterminer maintenant le moment de la résistance tangentielle à l'engrenage calé sur l'arbre du volant, résistance que nous supposerons constante, il suffit de représenter le bras de levier de cette résistance ou le rayon de l'engrenage qui la surmonte à sa circonférence, en fonction de la même unité de mesure que le rayon de la manivelle, et la résistance elle-même en fonction de l'unité de mesure qui a servi à représenter la puissance ; puis de multiplier ces deux quantités l'une par l'autre, le produit comparé au produit maximum $\overline{\text{MN}}^2$ qui a suivi d'unité de mesure, fournira la fraction de la longueur MN qui représente le moment constant de cette résistance. On tracera alors, à une distance de AB, fig. 58, égale à cette fraction de MN, une ligne parallèle A''B'' qui coupera la courbe en A'' et en B'', et en projetant ces points sur la circonférence décrite par le manneton de la manivelle, en F et en G, on aura les deux positions OF et OG de cette manivelle aux deux instants

d'équilibre entre la puissance et la résistance, dans chaque demi-tour de volant.

Les chemins déjà parcourus par le piston depuis le commencement de sa course jusqu'en ces points d'équilibre, seront An'' et Am'', et en les mesurant directement sur l'épure, puis en les agrandissant dans le rapport de AB à la course réelle en mètre, on connaîtra les positions véritables du piston dans le cylindre moteur à ces deux époques.

Les formules de détente fourniront ensuite le travail moteur effectif de n'' en m'', et l'on trouvera le travail résistant entre les deux positions d'équilibre, en multipliant le travail résistant dans un tour, par le rapport de l'angle FOG à quatre angles droits. La différence de ces travaux représentera le travail que les pièces de l'appareil en mouvement, doivent successivement emmagasiner puis restituer, et l'on appliquera, comme ci-dessus, ce travail à la détermination du poids du volant pour un degré de régularité assigné d'avance.

Voici une application numérique.

Déterminer les deux positions d'équilibre du piston d'une machine à détente et condensation qui fonctionne dans les conditions suivantes :

Diamètre du piston.	$0^{m},50$
Course de ce piston.	$1^{m},00$
Espace nuisible en fonction du volume engendré par le piston	0,05
Pression initiale de la vapeur. . . .	$5^{atm.},00$
Chiffre de la détente en comprenant l'espace nuisible dans le volume de vapeur à pression pleine.	5,00
Section du piston	$0^{mq},19625$
Contrepression supposée constante . . .	$0^{atm.},20$
Coefficient d'effet utile	0,812
Coefficient de perte due aux résistances passives	0,188
Nombre de révolutions par minute. . .	40

L'épure 58 a été tracée sur ces données.

En appliquant à cette machine la méthode de calcul que nous

avons recommandée pour les machines à condensation et à un seul cylindre, on trouve que sa puissance effective ou transmise à la circonférence de l'engrenage calé sur l'arbre du volant, serait de 67 chevaux, et que le travail consommé par les résistances passives, la contrepression exceptée, s'éléverait à 15,56 chevaux. Ce travail de $15^{ch.},56$ rapporté au piston, représente sur ce piston, si on le suppose uniforme, une résistance qui peut être déterminée de la manière suivante :

Travail de cette résistance, par course,

$$\frac{15^{ch.},56 \,.\, 75^{km.} \,.\, 60''}{80 \text{ courses.}} = 875^{km.}.$$

Une pression de $1^{atm.}$ sur le piston représente par course, un travail de

$$0^{m^2},19625 \,.\, 10333^{kll.} \,.\, 1^{m} = 2028^{km.}.$$

Les résistances passives rapportées au piston représentent donc une résistance au mouvement de ce piston, équivalente à une contrepression directe de

$$\frac{875}{2028} = 0,421 \text{ atmosphère.}$$

Cette contrepression ajoutée à celle de la vapeur d'échappement qui est de $0^{atm.},2$, porte à $0^{atm.},621$ la résistance nuisible totale, au mouvement de ce piston.

Nous avons représenté par 100 millimètres la course AB du piston et par la même longueur la pression initiale AC sur ce piston, laquelle est de 5 atmosphères absolues.

Dans ces conditions, la hauteur du volume occupé par la vapeur à la fin de la détente, sera de 1^{m} plus la hauteur de l'espace nuisible A*s*, qui est de $0^{m},05$; soit en tout $1^{m},05$. En partageant *s*B en 10 parties égales, on a tracé facilement la courbe isothermique de détente, DVY*z*, jusqu'à 5 fois le volume initial de la vapeur, espace nuisible compris.

La course effective AB a été ensuite partagée en 10 parties égales qui sont indiquées sur l'épure et dont chacune a une longueur de 10 millimètres.

La tension initiale de $5^{atm.}$ étant représentée par 100 millimètres, chaque atmosphère se trouve représentée par 20 milli-

mètres ; de sorte que la contrepression d'échappement de la vapeur, $0^{atm.},20$, sera représentée par 4 millimètres et la résistance constante due à tous les frottements, $0^{atm.},421$, par 8,42 millimètres. En prenant $Am = 4^{mm}$, et $mx = 8^{mm},42$, les deux rectangles $AmnB$ et $mxyn$ représenteront les travaux constants consommés par la contrepression d'échappement et par les résistances passives de frottement.

Les efforts réels transmis par la vapeur au manneton de la manivelle, seront donc représentés par les longueurs Cx, KF, Dz, VX, YQ, zy, aux points correspondants de la course.

En reportant ces longueurs aux extrémités des bras de levier qui leur correspondent, on obtient, d'après ce que nous avons dit ci-dessus, les moments effectifs de la puissance relativement à l'arbre de la manivelle, $\overline{aa'}^2$, $\overline{dd'}^2$, $\overline{gg'}^2$, $\overline{tu}^2$. . . . .

L'unité de mesure de ces moments sera $1 = \overline{MN}^2 = MN$ d'après la convention admise.

En déterminant ensuite, par l'épure 59, les valeurs de $\overline{aa'}^2$, dd'^2, $\overline{gg'}^2$, $\overline{tu}^2$ . . . . et en reportant les valeurs de ces moments aux points qui leur correspondent, sur la course AB de la figure 58, on trace la courbe de ces moments effectifs, A A'' d''' B'' B.

Pour déterminer le moment constant de la résistance, on peut adopter la marche suivante :

La pression initiale de la vapeur sur le piston, déduction faite des résistances passives, est de

$$0^{m^2},19625 \,.\, 10333^{kil.} (5^{atm.} - 0^{atm.},2 - 0^{atm.},421) = 8880^{kil.}.$$

La manivelle ayant une longueur de $0^m,50$, le moment MN choisi pour unité de mesure des autres moments, aura une valeur de

$$8880^{kil.} \,.\, 0^m,50 = 4440 = MN.$$

Dans la machine qui nous occupe, le travail effectif étant de 67 chevaux en 40 révolutions, le travail de la résistance constante Q sera, par révolution de

$$\frac{67^{ch.} \,.\, 75^{km.} \,.\, 60''}{40} = 7537^{km.},5 \,;$$

d'où $$Q\, 2\pi r = 7537^{km.},5$$

et $$Qr = \frac{7537.5}{6,283} = 1200 \text{ en nombre rond.}$$

L'unité de mesure des moments, MN, étant de 4440 et le moment de la résistance, de 1200, la longueur qui représentera ce dernier moment, sera de $\frac{1200}{4440}$ MN = 0,27. MN.

On prendra donc les 0,27 de MN et l'on portera cette longueur égale à $n''A''$, sur l'une des ordonnées de la courbe ; puis on mènera $A''B''$ parallèle à AB, ce qui déterminera les deux points d'équilibre A'' et B'' qui correspondent aux positions n'' et m'' du piston et aux positions OF et OG de la manivelle.

En mesurant directement sur l'épure, les distances An'' et Am'', on trouve que la première est de 4 millimètres et la seconde de 56, et comme l'échelle adoptée est de 0,10, le piston se trouvera dans une position d'équilibre entre la puissance et la résistance, une première fois quand il aura parcouru 40 millimètres, et une seconde fois quand il aura parcouru 560 millimètres, depuis le commencement de sa course.

Après avoir ainsi déterminé les deux positions d'équilibre du piston et l'angle FOG que décrit la manivelle pendant que ce piston passe de la première de ces positions à la seconde, on calcule, par les formules ordinaires, le travail effectif de la vapeur depuis le commencement de la course jusqu'en chacune des deux points d'équilibre du piston ; puis on soustrait le travail jusqu'au premier de ces points d'équilibre, du travail total jusqu'au second et la différence donne le travail effectif transmis par la puissance tangentiellement à l'engrenage calé sur l'arbre moteur, entre les deux positions d'équilibre, ou pendant que la manivelle décrit l'angle FOG.

Quant au travail résistant qui correspond au même mouvement angulaire de la manivelle, qu'il est aisé de calculer d'après les positions d'équilibre du piston, il peut être déterminé par la méthode que nous avons appliquée à la recherche de ce travail dans les machines sans détente.

Le travail qui devra être emmagasiné puis restitué, sera la différence des travaux moteur et résistant entre les points d'équilibre, et l'on fera, de cette différence, le même usage que précédemment pour déterminer le poids du volant nécessaire à la régularisation de la vitesse de la machine, jusqu'à une limite assignée d'avance.

Ce procédé graphique de détermination des positions du piston dans lesquelles il y a équilibre entre la puissance et la résistance, ou dans lesquelles il y a égalité des travaux moteur et résistant pour un très petit mouvement du piston, fournit évidemment des résultats d'autant plus exacts que les épures ont été faites avec plus de soin, sur une plus grande échelle et que l'on a plus multiplié les positions du piston pour lesquels on évalue le moment de la puissance. Quand il a été convenablement appliqué, les résultats obtenus sont, généralement, d'une exactitude suffisante pour les applications industrielles.

Lorsque l'on tient à beaucoup de précision, on peut rectifier, après cette première détermination des points d'équilibre, les erreurs que le procédé comporte et même la plus importante qui dérive de l'hypothèse fausse du parallélisme continu de la bielle à la ligne des points morts.

Pour cela, on détermine les positions réelles qu'occupent la bielle et la manivelle, en tenant compte de la longueur et de l'obliquité de la bielle, lorsque le piston passe par les deux positions d'équilibre déterminées par la méthode graphique, puis on détermine, dans ces positions, le bras de levier réel de la puissance effectivement transmise à la manivelle et l'on multiplie cette puissance par son bras de levier.

Si ce moment est plus grand que celui de la résistance, au premier point d'équilibre, c'est que la position véritable de ce point d'équilibre se trouve un peu en deçà de celle qui lui a été assignée ; s'il est plus petit, c'est que la position véritable se trouve un peu au-delà ; on peut la déterminer par un léger tâtonnement.

Pour le second point d'équilibre, c'est l'inverse ; si le moment est plus petit de celui de la résistance, le point d'équilibre véritable se trouve un peu en deçà de la position assignée par l'épure ; s'il est plus grand, ce point d'équilibre véritable se trouve un peu au-delà de la position indiquée par cette épure. Un léger tâtonnement fera trouver sa position réelle.

Quand on veut beaucoup d'exactitude dans les résultats, ces tâtonnements sont nécessaires quel que soit le procédé graphique adopté, même lorsqu'il tient compte de l'obliquité de la

bielle, parce qu'ils sont tous entachés des causes d'erreurs inhérentes à l'emploi des tracés géométriques.

Il faut cependant observer que ces méthodes graphiques présentent, sur les méthodes de calcul direct, des avantages considérables. Elles permettent d'adopter, pour la détente, une loi quelconque de diminution de la tension, même une loi purement empirique comme la courbe relevée sur une machine en mouvement à l'aide de l'indicateur de Watt, d'adopter également une loi quelconque de variation de la contrepression du piston et des résistances passives rapportées sur ce piston. Dans ce cas, les lignes droites, *mn* et *xy* de la fig. 58, seraient remplacées par des lignes courbes, mais les moments n'en seraient pas moins déterminés par le même procédé, à l'aide des puissances effectives transmises qui seraient fournies par l'épure.

On peut aussi adopter une loi quelconque de variation des moments de la résistance utile et tracer la courbe des moments qui correspond à cette loi de variation. Dans ce cas, la ligne A″B″ de la fig. 58, serait remplacée par cette courbe, mais les positions d'équilibre n'en seraient pas moins déterminées par les intersections de la courbe des moments effectifs de la puissance et de la courbe des moments de la résistance utile.

Dans ces conditions de variations empiriques de la puissance et de la résistance, la solution du problème de détermination des positions d'équilibre conserve toute sa simplicité primitive, tandis que les méthodes de calcul direct, comme celle que nous avons appliquée aux machines sans détente, deviennent tellement compliquées qu'il faut les regarder comme inapplicables.

Les méthodes graphiques sont donc bien mieux appropriées à l'étude de ces questions, que les autres, et elles devraient être préférées dans tous les cas, parce que, même dans les machines dites sans détente, les pressions et contrepressions de la vapeur sur les pistons, sont loin d'être constantes comme nous l'avons admis. De plus, ils s'appliquent avec la plus grande facilité et la même simplicité aux machines à cylindres multiples.

Supposons, par exemple, que l'on ait deux machines comme celle que nous avons adoptée ci-dessus, et que ces deux machi-

nes agissent sur deux manivelles calées à angle droit sur le même arbre moteur, de façon à constituer une machine à deux cylindres conjugués d'une puissance double de celle que nous avons admise, soit de 134 chevaux au lieu de 67.

On reportera sur une ligne AB (fig. 60) la courbe des moments de la puissance, AA″*d*″B″B de la figure 58 pour un des cylindres. L'autre cylindre fournira la même courbe, mais la première moitié de celle-ci correspondra à la seconde moitié de la première, et sa seconde moitié avec la première partie de cette première courbe. On tracera ainsi *mnx*B égale à A*d*″B″*m* et symétriquement placée; puis A*ym* égale *m*B″B et, aussi, placée symétriquement.

En ajoutant ensuite les ordonnées de la courbe AA″*d*″B″D aux ordonnées correspondantes de la courbe A*ymnx*B, on obtiendra la courbe à double rebroussement A*y*CDE*x*B qui représentera la somme des moments des puissances en chacun des points de la course totale de l'un des pistons.

Si l'on suppose le moment de la résistance utile, constant, comme nous l'avons admis précédemment, ce moment, dans la machine actuelle, sera double du moment déterminé ci-dessus, puisque la puissance de l'appareil est double sous le même nombre de tours. Ce moment sera donc représenté ici par la longueur *m*I double de *n*″A″ (fig. 58), et si l'on trace la parallèle KF à la course AB, on reconnaît qu'il y a, pour chaque demi tour de l'arbre moteur, quatre positions d'équilibre entre la résistance utile et les deux puissances transmises aux manivelles. Si on considère le mouvement à l'instant où l'un des pistons commence sa course, les positions d'équilibre correspondront aux instants où ce même piston passe par les positions *z*, *p*, *q*, *s*. Il sera facile ensuite de calculer, comme précédemment, la différence entre le travail moteur et le travail résistant entre deux de ces positions d'équilibre, puisque l'on peut déterminer pour chacune d'elles, les positions des deux pistons et le travail effectif qu'ils ont reçu dans le mouvement qu'ils ont fait entre ces points d'équilibre.

La méthode s'appliquerait avec la même facilité à des machines comprenant un plus grand nombre de cylindres.

Enfin elle présente encore un avantage dont nous n'avons pas fait mention jusqu'à présent. Lorsque le moment de la résistance n'est pas constant, par exemple quand elle est surmontée par l'intermédiaire d'une bielle et d'une manivelle, on trace la courbe des moments de la puissance et celle des moments de la résistance, celle-ci sur un papier à calquer ; puis en plaçant cette dernière sur la première, on cherche par tâtonnement la position qu'elle devrait occuper sur celle-ci pour réduire à leur minimum la différence entre ces moments aux divers points de la course des pistons. Ces positions relatives des deux courbes pour le maximum de régularisation du moment résultant, étant déterminées, on en tire l'angle de calage des deux manivelles sur l'arbre moteur, qui réalisera la condition de fonctionnement reconnue la meilleure.

Nous ne pouvons, sans grossir ce volume outre mesure, pousser plus loin l'étude de ces questions de régularisation de la vitesse des machines, mais nous pensons avoir suffisamment exposé les notions fondamentales à l'aide desquelles ces problèmes se résolvent, pour que le lecteur puisse se tirer d'affaire dans les cas particuliers dont nous ne nous sommes point occupés.

Réglementation de la marche des machines par les masses en mouvement.

Jusqu'ici nous avons considéré les masses en mouvement, dans les machines à vapeur, comme un des moyens de régulariser la vitesse de ces machines jusqu'à une limite assignée d'avance par la nature du travail utile qu'elles doivent exécuter, et nous avons vu que cette vitesse devenait d'autant plus régulière, malgré les inégalités des travaux moteurs et résistants dans certaines périodes du mouvement, que ces masses étaient plus considérables. Le but principal de cette étude était de déterminer les poids minima des masses qu'il faut ajouter aux organes indispensables des machines, pour obtenir le degré de régularité de marche, au-dessous duquel le travail utile ne

serait plus qu'imparfaitement exécuté. Tout excédent de poids que l'on donnerait à ces masses additionnelles au-delà du poids qui produit une régularisation suffisante, ne servirait qu'à augmenter les frais, les difficultés de construction, et à accroître d'une manière permanente la quantité de travail consommée par les frottements. La connaissance du degré de régularité de vitesse qui convient à chaque nature d'ouvrage à exécuter, ou du *coefficient de régularité* qui correspond à chaque opération industrielle, est donc indispensable aux ingénieurs qui veulent construire judicieusement les machines motrices. Nous avons dit précédemment (page 662), de quelle façon ces coefficients pouvaient être déterminés par expérience.

Dans certaines machines, les masses en mouvement sont employées dans un autre but. La nature du travail qu'elles exécutent, au lieu d'exiger une vitesse de marche qui se rapproche plus ou moins de la régularité absolue, que l'on ne peut, du reste, jamais réaliser complètement, exige parfois un certain degré d'irrégularité, sans lequel ce travail ne s'exécuterait qu'imparfaitement, et cette irrégularité doit se produire suivant certaines lois, pour que l'effet utile s'accomplisse convenablement. Dans ces appareils, on ne régularise pas, on réglemente la vitesse de marche, à l'aide de masses qui doivent être calculées pour fournir le genre de réglementation dont on a besoin.

Les circonstances dans lesquelles on a de semblables problèmes à résoudre, se présentent de temps en temps, et il est fort difficile de poser des règles à l'aide desquelles ils puissent être résolus tous ; aussi nous nous contenterons d'en étudier avec détail, un des plus importants et nous choisirons le cas de la machine à vapeur appliquée à l'épuisement des mines.

Les considérations dont nous ferons usage dans ce cas, mettront le lecteur sur la voie de celles qu'il devrait appliquer dans d'autres circonstances.

Réglementation de la vitesse des machines d'épuisement.

Un grand appareil d'épuisement se compose généralement aujourd'hui, quelle que soit la profondeur du puits, d'une pompe aspirante élévatoire, nommée aussi soulevante, qui élève l'eau à une hauteur de 15^{m} à 30^{m}, puis d'une série de pompes foulantes à cylindres plongeurs élevant l'eau, chacune, à une hauteur de 45^{m} à 60^{m}. Ces dernières pompes n'ont que peu ou point d'aspiration; les bâches qui reçoivent l'eau des pompes inférieures pour la livrer aux pompes supérieures, étant généralement placées sur les mêmes traverses que ces dernières. Cette suppression de l'aspiration augmente dans une proportion considérable, la sûreté de fonctionnement des pompes, fonctionnement qui pourrait être compromis par une rentrée d'air extérieur sur l'aspiration et qui ne peut pas l'être par une petite fuite sur la colonne de refoulement. Cette suppression est d'autant plus judicieuse qu'il est parfaitement indifférent, au point de vue du travail à dépenser, que l'élévation de l'eau s'effectue par aspiration ou par refoulement.

Du haut en bas du puits règne une longue tige verticale qui porte le nom de *maîtresse-tige* ou de *grand tirant,* à laquelle on a attaché de distance en distance, les pistons des pompes foulantes et qui est elle-même solidement fixée soit au balancier de la machine motrice, si celle-ci a un balancier, soit à la tige du piston de cette machine motrice, si elle est du système dit à *traction directe.* Dans ce dernier cas, la communication de mouvement de la tige du piston moteur aux pistons des pompes, présente le maximum de simplicité et de perfection théorique.

Le plus souvent les pompes sont à simple effet, mais dans ces derniers temps on en a fait à double effet. Nous les supposerons d'abord à simple effet ainsi que la machine motrice qui sera du système à traction directe, sauf à revenir plus tard sur certaines considérations relatives aux pompes et aux machines motrices à double effet, avec ou sans balancier.

Dans le système que nous adoptons, lorsque la vapeur pousse

le piston de la machine motrice de bas en haut, celui-ci emporte avec lui la maîtresse tige, élève l'eau par aspiration et par soulèvement direct au-dessus du piston, dans la colonne de la pompe élévatoire placée au fond du puits et, en même temps, fait sortir les cylindres ou pistons plongeurs des corps des pompes foulantes, dont chacun s'emplit d'eau qu'il reçoit de la bâche voisine. Pendant la descente du piston moteur, le poids de la maîtresse tige refoule l'eau dans les colonnes d'ascension de ces pompes foulantes et chacune verse dans sa bâche supérieure l'eau qu'elle vient d'emprunter à sa bâche inférieure ; le piston à clapets de la pompe élévatoire redescend dans l'eau immobile, pendant cette seconde course.

D'après ce mode de fonctionnement, le travail de la vapeur pendant la course de bas en haut, doit suffire pour élever l'eau dans la colonne de la pompe élévatoire et pour élever la maîtresse tige dont le poids doit être suffisant pour surmonter : 1° le poids statique sur les pistons foulants, de toutes les colonnes d'eau que ces pistons doivent refouler ; 2° les résistances ou pertes de charge qui se manifestent pendant le mouvement de cette eau dans les colonnes d'ascension ; 3° tous les frottements des tiges, pistons et autres pièces frottantes en mouvement pendant cette course ; 4° la résistance que peuvent opposer au mouvement descendant de cette maîtresse tige, les contrepoids, s'il y en a.

Pendant cette course, la communication entre les chaudières et le cylindre est interrompue et il y a équilibre entre les tensions de la vapeur sur les deux faces du piston, les deux compartiments du cylindre, au-dessus et au-dessous de ce piston, communiquant librement par la colonne d'équilibre.

Lorsque la vapeur agit sous le piston pendant toute la course montante, ou plutôt pendant presque toute la course, parce qu'il faut, dans ce cas, que la vitesse acquise s'éteigne à la fin de cette course à l'aide d'une diminution de pression sous le piston, on peut modérer à volonté la vitesse d'ascension de la maîtresse tige et régler la marche de la machine en ouvrant plus ou moins, à la main, la soupape modératrice qui précède l'appareil de distribution, de manière à approprier la vitesse à

la nature de l'opération que l'on exécute, en évitant dans les pompes, les chocs et les coups de bélier qui peuvent résulter de la fermeture trop brusque des soupapes.

Quand on veut introduire, dans ces machines, une détente un peu prolongée afin d'économiser le combustible, et que la maîtresse tige n'a que le poids nécessaire pour refouler l'eau dans les colonnes d'ascension, sans contrepoids, on remarque que ces coups de bélier se produisent avec une intensité compromettante pour l'existence de ces pompes et l'on se trouve en face d'un obstacle invincible à l'amélioration du mode de fonctionnement de la vapeur, au point de vue de l'économie du combustible.

Voici pourquoi. Dans les machines sans détente, ou à peu près, la vitesse d'ascension du piston et la durée de la course peuvent être modifiées à volonté, parce que la tension de la vapeur, en tous les points de cette course, peut être maintenue suffisante pour emporter la charge; mais, dans la détente, cette vitesse du piston et cette durée de la course, ne sont plus à la disposition du mécanicien ; elles ont une valeur directement dépendante du chiffre de détente adopté, et elles sont invariables pour une détente donnée. En effet, le travail moteur à pression pleine et à détente, dans une course, doit être *rigoureusement* égal au travail de toutes les résistances utiles et passives pendant cette course, et comme ce dernier est, très approximativement, constant pendant le soulèvement de la maîtresse tige, tandis que le premier, par le fait de la détente, est bien plus considérable au commencement qu'à la fin de l'opération, il en résulte que jusqu'en un certain point nommé *point d'équilibre,* la puissance l'emporte sur les résistances, d'une quantité déterminée, et qu'au delà de ce point, ce sont ces dernières qui deviennent prépondérantes ; de telle sorte que sans le travail emmagasiné par l'inertie de toutes les masses en mouvement, le point d'équilibre ne serait pas dépassé.

Pour une détente donnée, la puissance, jusqu'au point d'équilibre, l'emporte donc, à chaque instant, d'une quantité déterminée sur les résistances, et la différence des travaux contraires, dans ces mêmes instants, se trouve emmagasinée par

les masses en mouvement qui en reçoivent un accroissement de vitesse déterminé ; de sorte que la durée de cette partie de la course se trouve invariablement assignée d'avance. Les mêmes considérations s'appliquent aux diminutions de vitesse, au-delà du point d'équilibre ; les résistances l'emportent sur la puissance, de quantités déterminées, et le ralentissement de la vitesse se trouve invariablement réglé, ainsi que la durée de cette période de l'opération.

D'un autre côté, l'excédent de la puissance motrice sur les résistances, jusqu'au point d'équilibre, produira des accroissements de vitesse d'autant plus considérables que les masses en mouvement seront plus faibles et les décroissements de vitesse seront, pour les mêmes raisons, d'autant plus rapides, au delà de ce point d'équilibre ; de sorte que la durée de la course sera d'autant plus petite que les masses en mouvement seront moins considérables.

On peut donc poser le principe suivant : *Dans les machines d'épuisement sans détente et à simple effet, la durée d'un coup de piston et le maximum de vitesse de ce piston, peuvent être réglés au gré du mécanicien, et appropriés aux exigences particulières des pompes d'épuisement ; l'intervention des masses en mouvement n'est pas nécessaire au règlement de la vitesse. Lorsque ces machines travaillent à détente, la durée d'un coup de piston et la vitesse maxima que doit atteindre ce piston, sont invariables pour un appareil et pour un degré de détente donnés, et ils ne peuvent être changés que par une modification dans le chiffre de la détente ou dans la grandeur des masses mises en mouvement. La durée de la course sera d'autant plus faible et la vitesse maxima d'autant plus grande, que la détente sera plus prolongée et les masses en mouvement, moins considérables.*

Voici maintenant quelques considérations sur les meilleures conditions de fonctionnement des soupapes ou clapets des pompes d'épuisement. Ces soupapes ou clapets, se soulèvent généralement d'une assez grande quantité, afin d'ouvrir un large passage à l'eau aspirée ou refoulée et, lorsque la vitesse du courant qui traverse leur ouverture, est éteinte, ils ne se referment pas instantanément. Si l'eau dans laquelle ils sont

et son excédent de poids sur celui des contrepoids, de

$$54854 + 6857 = 61711^{\text{kil.}},$$

qui devront servir au refoulement des $54854^{\text{kil.}}$.

Le poids de la colonne soulevée par le piston de la pompe élévatoire inférieure, sera de

$$1000^{\text{kil.}}.0{,}785\ (0^{\text{m}},3815)^2\ 20^{\text{m}} = 2286^{\text{kil.}}.$$

Le travail utile, en eau élevée par course, sera de

$$1000^{\text{kil.}}.0^{\text{m}3}40\ .\ 500^{\text{m}} = 200000^{\text{km.}},$$

et comme le coefficient d'effet utile adopté, est de 0,687, le travail que la vapeur devra transmettre au piston, pendant sa course montante, sera de

$$\frac{200000^{\text{km.}}}{0{,}687} = 291121 \text{ kilogrammètres.}$$

Ce travail consommé par les résistances utiles et passives pendant la course du piston qui est de $3^{\text{m}},50$, correspondra à une valeur de ces résistances, égale à

$$\frac{291121^{\text{km.}}}{3^{\text{m}},50} = 83178^{\text{kil.}}.$$

Sur ces $83178^{\text{kil.}}$ de pression effective sur le piston moteur, $61711^{\text{kil.}}$ seront appliqués au soulèvement de la maîtresse tige, $2286^{\text{kil.}}$ à soutenir la colonne de la pompe aspirante élévatoire, et le surplus, $19181^{\text{kil.}}$, à surmonter les frottements de tous les pistons, y compris le piston à vapeur, à vaincre la résistance au mouvement de l'eau dans la colonne de la pompe élévatoire, à faire équilibre au vide plus ou moins parfait qui se produit sous les pistons des pompes foulantes pendant l'aspiration, et enfin, à surmonter toutes les autres résistances passives dans lesquelles l'appareil de condensation et l'axe du balancier à contrepoids, apportent leur contingent.

Pour le calcul du cylindre moteur, nous admettrons que la détente s'effectue suivant la loi de Mariotte et, en désignant par S la section du piston, nous obtiendrons (formule, page 473) :

$$S\,(3^{\text{m}},50 + 0^{\text{m}}10)\left[\frac{4^{\text{atm.}}.10333^{\text{kil.}}}{6}(1 + \log 6\ .\ 2{,}3026)\right] -$$

$$S\,(4^{\text{atm.}}.10333^{\text{kil.}}.0^{\text{m}},10 + 0^{\text{atm.}},21\ .\ 10333^{\text{kil.}}.\ 3^{\text{m}},50) = 291121^{\text{km.}},$$

referme violemment le clapet de refoulement qui retombe habituellement le premier. Cet effet d'ascension de l'eau dans les colonnes après l'arrêt du piston, a été très souvent constaté par la mesure directe du volume d'eau élevé, qui s'est trouvé plus grand que le volume engendré par le piston, et dans les pompes à mouvement rapide avec ralentissement marqué ou arrêt du piston à la fin de chaque course, il peut devenir considérable quand les tuyaux de conduite ont un petit diamètre qui oblige l'eau à y prendre une grande vitesse: il ne se produit pas, sous les faibles vitesses de piston et avec des colonnes d'occasion d'un grand diamètre.

Le coup de bélier au clapet de refoulement, dont nous venons de parler, est complètement indépendant de la détente ; il ne dépend que de la vitesse de descente de la maîtresse-tige et du diamètre des colonnes d'ascension, et il peut, dans tous les cas, être singulièrement affaibli par de bonnes dispositions de soupapes ; par exemple à l'aide de soupapes qui ne s'ouvrent que très peu et se referment rapidement, aussitôt que la vitesse ascensionnelle est éteinte.

Dans la pompe aspirante élévatoire qui est au bas du puits, le coup de bélier se produit principalement lorsque la maîtresse-tige arrivée au sommet de sa course, fait rapidement un retour en arrière pour une cause que nous indiquerons tout à l'heure; dans ce cas, la colonne abandonnée à son propre poids, avant la fermeture des soupapes, retombe rapidement en entraînant tous les clapets, puis se trouve brusquement arrêtée par la fermeture de l'un quelconque d'entre eux. Si c'est celui du piston, le coup de bélier se donne sur la tige de ce piston et sur les parois du corps de pompe ; si c'est le clapet d'aspiration qui sert de clapet de retenue de la colonne, le coup de bélier se donne sur ce clapet et aussi contre les parois de la pompe.

Tous ces coups de bélier dans certaines circonstances, peuvent devenir assez violents pour briser les soupapes ou clapets et occasionner la rupture des tuyaux dans le voisinage de ces soupapes.

On peut les atténuer en remplaçant les grands clapets ou grandes soupapes qui s'ouvrent largement et retombent de haut,

par un grand nombre de petits clapets ou petites soupapes, qui se soulèvent peu, et ne se referment jamais simultanément; l'arrêt de la colonne qui retombe se fait ainsi progressivement et avant qu'elle ait atteint une grande vitesse de chute.

De tous ces coups de bélier dont la violence dépend de la rapidité du mouvement des pistons de pompes, le plus à craindre est celui qui se produit au clapet d'aspiration des pompes foulantes, lorsque la maîtresse-tige arrivée à la fin de sa course montante, fait immédiatement un retour brusque en arrière, pour un motif qui va être exposé longuement dans l'application suivante. Nous donnons cette application pour mettre en évidence le rôle des masses en mouvement dans ces énormes appareils à détente qui sont employés aujourd'hui à l'épuisement des mines de houille.

Supposons, par exemple, qu'il s'agisse d'élever du fond à la partie supérieure d'un puits de mine de 500^m de profondeur, un volume d'eau de 0,400 mètre cube par coup de piston, dans les conditions suivantes :

Tension initiale de la vapeur sur le piston moteur.	$4^{atm.}$
Course du piston moteur et des pistons des pompes.	$3^m,50$
Hauteur à laquelle l'eau est élevée par la pompe élévatoire	20^m
Hauteur à laquelle elle est élevée par les pompes foulantes	480^m
Hauteur de chaque jeu foulant	48^m
Nombre de pompes foulantes.	10
Hauteur de l'espace nuisible sous le piston moteur, au bas de sa course.	$0^m,10$
Détente de la vapeur, sans tenir compte de l'espace nuisible	7
Coefficient d'effet utile en eau élevée.	0,687

La détente apparente, quand on ne tient pas compte de l'espace nuisible, étant de 7, le chemin parcouru par le piston pendant la période d'admission, sera de $\frac{3^m,50}{7} = 0^m,50$, et la détente effective, en tenant compte de l'espace nuisible, ne sera que de

$$\frac{3^m.50 + 0^m.10}{0^m,50 + 0^m,10} = 6.$$

On peut, dans une machine de cette espèce, où l'on dispose de toute l'eau élevée pour produire la condensation, admettre que le vide effectif dans le condenseur se fera jusqu'à $0^{atm.},1$ et que la contrepression du piston ne dépassera pas une moyenne de $0^{atm.},20$ à $0^{atm.},21$. Pour plus de sécurité, nous adopterons $0^{atm.},21$.

D'autre part, l'expérience a prouvé qu'en laissant à la maîtresse-tige, un excédent de poids sur la pression de la colonne refoulée par les pistons, de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{10}$ de cette pression de la colonne, il était possible d'opérer le refoulement avec une vitesse convenable, tout en surmontant les résistances passives de l'appareil en même temps que sa résistance utile. Nous admettrons $\frac{1}{8}$, et si cet excédent était trop considérable, il serait facile de l'amoindrir en augmentant un peu les contrepoids dont les machines de cette catégorie sont toujours pourvues. Enfin, pour ne pas entrer dans les considérations, inutiles ici, qui conduisent à augmenter un peu les diamètres des pistons des pompes, à mesure qu'elles se rapprochent du fond du puits, nous supposerons qu'elles élèvent le volume d'eau théorique et qu'elles ont le même diamètre du haut en bas de ce puits.

Comme conséquence de ces données, nous trouverons les résultats suivants :

Diamètre des pompes d,

$$0,785\ d^2.\ 3^m,50 = 0^{m^3},40\ ; \quad \text{d'où } d = 0^m,3815.$$

La pression sur les pistons, produite par la colonne refoulée qui a 480^m de hauteur, sera de

$$1000^{kil.}.0,785\ (0^m,3815)^2\ 480^m = 54854^{kil.}.$$

L'excédent de poids de la maîtresse-tige avec tout l'attirail de pistons qui y sont attachés, sur les contrepoids et sur le poids de la colonne d'eau refoulée, sera donc de

$$\frac{54854}{8} = 6857^{kil.};$$

et son excédent de poids sur celui des contrepoids, de

$$54854 + 6857 = 61711^{\text{kil.}},$$

qui devront servir au refoulement des $54854^{\text{kil.}}$.

Le poids de la colonne soulevée par le piston de la pompe élévatoire inférieure, sera de

$$1000^{\text{kil.}}.0{,}785\ (0^{\text{m}},3815)^2\ 20^{\text{m}} = 2286^{\text{kil.}}.$$

Le travail utile, en eau élevée par course, sera de

$$1000^{\text{kil.}}.0^{\text{m}3}40\ .\ 500^{\text{m}} = 200000^{\text{km.}},$$

et comme le coefficient d'effet utile adopté, est de 0,687, le travail que la vapeur devra transmettre au piston, pendant sa course montante, sera de

$$\frac{200000^{\text{km.}}}{0{,}687} = 291121 \text{ kilogrammètres.}$$

Ce travail consommé par les résistances utiles et passives pendant la course du piston qui est de $3^{\text{m}},50$, correspondra à une valeur de ces résistances, égale à

$$\frac{291121^{\text{km.}}}{3^{\text{m}},50} = 83178^{\text{kil.}}.$$

Sur ces $83178^{\text{kil.}}$ de pression effective sur le piston moteur, $61711^{\text{kil.}}$ seront appliqués au soulèvement de la maîtresse tige, $2286^{\text{kil.}}$ à soutenir la colonne de la pompe aspirante élévatoire, et le surplus, $19181^{\text{kil.}}$, à surmonter les frottements de tous les pistons, y compris le piston à vapeur, à vaincre la résistance au mouvement de l'eau dans la colonne de la pompe élévatoire, à faire équilibre au vide plus ou moins parfait qui se produit sous les pistons des pompes foulantes pendant l'aspiration, et enfin, à surmonter toutes les autres résistances passives dans lesquelles l'appareil de condensation et l'axe du balancier à contrepoids, apportent leur contingent.

Pour le calcul du cylindre moteur, nous admettrons que la détente s'effectue suivant la loi de Mariotte et, en désignant par S la section du piston, nous obtiendrons (formule, page 473) :

$$S\,(3^{\text{m}},50 + 0^{\text{m}}10)\left[\frac{4^{\text{atm}}.10333^{\text{kil.}}}{6}(1 + \log 6\ .\ 2{,}3026)\right] -$$

$$S\,(4^{\text{atm.}}.10333^{\text{kil.}}.0^{\text{m}},10 + 0^{\text{atm.}},21\ .\ 10333^{\text{kil.}}.\ 3^{\text{m}},50) = 291121^{\text{km.}}.$$

d'où $$S = 5{,}062 \text{ mètres carrés};$$
ce qui correspond à un diamètre de $2^{m},54$.

Position du point d'équilibre. Pour déterminer la position du piston lorsque la pression de la vapeur fera précisément équilibre à toutes les résistances utiles et passives qui s'opposent à son mouvement, il suffit d'observer que ces résistances, sans la contrepression du piston moteur, s'élèvent à $83178^{kil.}$. La contrepression du piston est de

$$5^{m^2},062 \,.\, 0^{atm.},21 \,.\, 10333^{kil.} = 10984^{kil.},$$

ce qui porte la résistance totale à son mouvement, à

$$83178 + 10984 = 94162^{kil.}.$$

Pendant la période de travail à pression pleine, la vapeur exerce sous ce piston, une pression absolue de

$$4^{atm.} . 10333^{kil.} \,.\, 5^{m^2},062 = 209222^{kil.},$$

et, à la fin de l'admission, cette vapeur occupe, dans le cylindre, une hauteur de $0^{m},60$, y compris l'espace nuisible.

Si on représente par x la hauteur que cette même vapeur occupera dans ce cylindre, quand sa tension fera simplement équilibre à la résistance de $94162^{kil.}$, il viendra :

$$0^{m},60 : x = 94162^{kil.} : 209222^{kil.};$$

d'où $$x = 1^{m},32;$$

et comme l'espace nuisible occupe une hauteur de $0^{m},10$, le piston aura parcouru $1^{m},22$ lorsqu'il sera arrivé dans cette position où la tension de la vapeur fait exactement équilibre à toutes les résistances.

Nous avons représenté, dans la figure 61, les valeurs successives de la pression absolue exercée par la vapeur sous le piston, et celle de la résistance totale qu'il éprouve à son mouvement, dans l'hypothèse où la détente s'effectuerait suivant la loi de Mariotte. Ces pressions effectives ont été déterminées de $0^{m},30$ en $0^{m},30$ à partir du commencement de la détente, puis au point d'équilibre FE, en partant de la pression initiale $209222^{kil.}$ et en tenant compte de l'espace nuisible.

La courbe de détente CG a été construite sur ces pressions qui sont inscrites à sa droite.

La surface ABHGCA représente le travail absolu de la vapeur sur la face inférieure du piston, et le rectangle équivalent à cette surface, MNBH, le travail résistant total qui, dans cette machine que nous supposons à traction directe, peut être considéré comme constant pendant toute la course. Ce travail résistant est dû à la contrepression du piston qui est de $10984^{kil.}$ et à toutes les résistances utiles et passives que nous avons trouvées équivalentes à un effort de $83178^{kil.}$; ensemble $94162^{kil.}$.

Jusqu'à la position d'équilibre EF, le travail moteur l'emporte sur le travail résistant, de la quantité représentée par la surface ANEC, et les excédents de pression de la vapeur sur les résistances totales, $94162^{kil.}$, sont inscrits à gauche de EN. A partir de cette position d'équilibre jusqu'à la fin de la course, le travail résistant l'emporte sur le travail moteur de la quantité représentée par la surface EMG qui doit être équivalente à ANEC, et les excès de la résistance constante sur les pressions variables de la vapeur, sont inscrits à droite de la ligne EM.

Les excédents du travail moteur sur le travail résistant, jusqu'au point d'équilibre, doivent se transformer en force vive ou travail emmagasiné par l'inertie de toutes les masses en mouvement dans l'appareil, et les excédents du travail résistant sur le travail moteur, au delà de ce point, doivent occasionner la restitution de ce travail emmagasiné pendant la première partie de la course.

Pour connaître les vitesses que prendront les masses en divers points de la course totale et en déduire la durée approximative de cette course, il faut connaître les quantités de travail moteur et résistant produites jusqu'en chacun de ces points, et les rapports qui devront exister entre la vitesse de la maîtresse tige, ou des pistons, et les vitesses que prendront les autres masses en mouvement, suivant la nature de leurs liaisons avec la maîtresse tige.

Nous commencerons par déterminer la valeur de ces travaux qui doivent se transformer en force vive, d'abord à la fin de l'admission, puis de $0^m,30$ en $0^m,30$, jusqu'à la fin de la course,

en y intercalant le point d'équilibre où la valeur de ce travail emmagasiné atteint son maximum.

A.

1	2	3	4	5	6
Chemin parcouru par le piston depuis le commencement de la course.	Travail moteur sous le piston, depuis le commencement de la course.	Travail consommé par toutes les résistances.	Travail emmagasiné.	Vitesse acquise de la maîtresse tige.	Durée du mouvement d'un point à l'autre de la course. En seconde.
$0^m,50$ à press. pleine.	$104611^{km.}$	$47081^{km.}$	$57530^{km.}$	$4^m,199$	0,238
$0^m,80$	$155509^{km.}$	$75330^{km.}$	$80179^{km.}$	$4^m,958$	0,066
$1^m,10$	$191624^{km.}$	$103578^{km.}$	$88046^{km.}$	$5^m,195$	0,059
$1^m,22$ point d'équil.	$203687^{km.}$	$114877^{km.}$	$88810^{km.}$	$5^m,218$	0,023
$1^m,40$	$219634^{km.}$	$131826^{km.}$	$87808^{km.}$	$5^m,187$	0,034
$1^m,70$	$242524^{km.}$	$160075^{km.}$	$82449^{km.}$	$5^m,025$	0,058
$2^m,00$	$261874^{km.}$	$188324^{km.}$	$73550^{km.}$	$4^m,759$	0,061
$2^m,30$	$278637^{km.}$	$216572^{km.}$	$62065^{km.}$	$4^m,362$	0,065
$2^m,60$	$293422^{km.}$	$244821^{km.}$	$48601^{km.}$	$3^m,860$	0,073
$2^m,90$	$306648^{km.}$	$273069^{km.}$	$33579^{km.}$	$3^m,209$	0,085
$3^m,20$	$318613^{km.}$	$301318^{km.}$	$17295^{km.}$	$2^m,303$	0,109
$3^m,50$	$329567^{km.}$	$329567^{km.}$	0	0	0,260
Durée totale de la course					$1'',131$
Poids des masses en mouvement					$63995^{kil.}$

Pour effectuer cette opération, il suffit de déterminer, pour chacun des points de la course que l'on adopte, le chiffre de la détente effective jusqu'en ce point, puis, par la formule ordinaire de détente isothermique, la quantité de travail absolu produit à pression pleine et à détente, contre la face inférieure du piston, et d'en soustraire le travail de la résistance totale pendant le même temps.

Ainsi, par exemple, quand le piston a parcouru $0^m,20$ après la fermeture de la soupape d'admission, le chiffre de la détente réelle est de

$$\frac{0^m,50+0^m,10+0^m,30}{0^m,50+0^m,10} = 1,5\ ;$$

et l'on a pour travail absolu de la vapeur à pression pleine et détente

$$5^{m^2},062.\ 0^m,60.\ 4^{atm}.10333\ (1 + \log.\ 1,5.\ 2,3026) -$$
$$5^{m^2},062.\ 0^m,10.\ 4^{atm.}.10333^{kil.} = 155509^{km.}$$

Le travail résistant jusqu'en ce point, a été de

$$94162^{kil.}\ (0^m,50 + 0^m,30) = 75330^{km.}\ ;$$

donc travail à emmagasiner, $155509 - 75330 = 80179^{km.}$

Ces travaux se calculeront de la même manière pour tous les autres points de la course, indiqués sur la figure, et nous avons inscrit dans le tableau A les valeurs des travaux successifs ainsi obtenus.

La première colonne de ce tableau indique les chemins parcourus par le piston moteur depuis le commencement de sa course ;

La deuxième colonne, le travail absolu à pression pleine et détente, sous le piston, jusqu'au point de la course indiqué dans la première, et abstraction faite de la contrepression ;

La troisième, le travail total de toutes les résistances considérées comme constantes, et d'une intensité absolue de $94162^{kil.}$, jusqu'au point de la course correspondant ;

La quatrième, la différence entre le travail moteur et le travail résistant, ou la différence des chiffres consignés dans la 2e et la 3e colonne, jusqu'au point de la course indiqué dans la première. Cette différence représente la quantité de travail qui doit se trouver emmagasiné par toutes les masses de l'appareil en mouvement.

Dans un appareil d'épuisement du type que nous avons adopté, les pistons des pompes foulantes dont le mouvement est le même que celui de la maîtresse tige à laquelle ils sont directement attachés, doivent commencer leur course lentement, pour que les corps de pompes s'emplissent exactement à mesure qu'ils s'élèvent et pour qu'il ne reste point de vide dans ces corps de pompes ; puis, le mouvement d'introduction du liquide étant établi, ils peuvent augmenter progressivement

de vitesse jusqu'en un certain point de la course, pour diminuer ensuite jusqu'à la fin de cette course où la vitesse se réduit à zéro.

Dans un tel mouvement, la vitesse des pistons ne doit jamais devenir assez grande pour qu'il se produise entre eux et la surface du liquide qui monte à leur suite, une séparation d'une certaine importance et telle que ces pistons arrivent à la fin de leur course avant la surface du liquide qui les suit ; parce que ces pistons revenant immédiatement en arrière, retomberaient dans le vide pendant la première partie de la course descendante, et il en résulterait deux graves inconvénients ; ils n'élèveraient pas la quantité d'eau correspondante au volume qu'ils engendrent ; puis ils produiraient sur les clapets d'aspiration, des coups de bélier dont les causes seront analysées plus loin.

Pour tirer d'un appareil d'épuisement, tout l'effet utile que l'on peut en attendre, il faut évidemment que la loi de progression et de diminution de la vitesse des pistons, soit telle, que l'eau qui les suit en s'élevant dans les corps de pompes, ne s'en sépare pas, ou tout au moins, se retrouve en contact avec la face inférieure de ces pistons, à l'instant où ils arrivent au sommet de leurs courses.

Si la course s'accomplit en un temps trop court, les deux inconvénients que nous venons de signaler, se manifestent.

Si elle s'accomplit en un temps plus long qu'il n'est nécessaire pour que les corps de pompe s'emplissent entièrement, on ne fournit plus assez de courses dans un temps donné et l'appareil perd de sa puissance ; il n'élève plus du fond de la mine à la surface, toute la quantité d'eau qu'il serait susceptible d'élever avec une meilleure réglementation de la vitesse.

Comme le travail moteur doit rester à peu près le même quelque soit la durée d'un coup de piston, et que les quantités de travail qui sont successivement emmagasinées, puis restituées par l'inertie des masses en mouvement, sont indépendantes de cette durée, il est clair que les accroissements de vitesse et les diminutions de cette vitesse, en deçà et au delà du point d'équilibre, seront d'autant plus rapides, et la durée des courses d'autant

plus petite, que les masses en mouvement seront moins considérables.

Plus elles seront faibles, plus on pourra fournir de courses par minute, avec des chaudières produisant suffisamment de vapeur, mais plus on courra le risque d'atteindre la vitesse à laquelle se produisent les inconvénients signalés ; plus elles seront considérables, moins on obtiendra de courses et plus la puissance utile de l'appareil sera amoindrie.

Le problème à résoudre, dans chaque cas particulier, se présente donc dans les termes suivants :

1° Déterminer par expérience, le minimum de durée de la course des pistons, dans des circonstances données, compatible avec le bon fonctionnement des pompes.

2° Déterminer la grandeur des masses qu'il faut introduire dans l'appareil, pour réaliser la loi d'accroissement et de diminution de vitesse des pistons, qui fournit exactement à la course, ce minimum de durée.

Voici une donnée moyenne d'expériences sur des appareils d'épuisement dans lesquels l'aspiration proprement dite, par le vide, est supprimée, les bâches alimentaires se trouvant au niveau des corps de pompes.

Pour le bon fonctionnement des pompes, c'est-à-dire pour qu'elles fournissent le volume d'eau pour lequel elles sont calculées et pour éviter les coups de bélier, la *vitesse moyenne* des pistons, pendant la course d'introduction de l'eau dans les corps de pompes, ne doit pas dépasser :

1^m à $1^m,10$ quand les courses sont longues, par exemple de 2^m à $3^m,50$,

et $0^m,60$ à $0^m,75$ quand ces courses correspondent aux périodes de refoulement de l'eau dans les colonnes d'ascension.

Il ne faut pas considérer ces chiffres comme rigoureux parce que toute disposition tendante à faciliter l'introduction de l'eau dans les pompes, et son évacuation, permettra de les élever un peu ; mais de bons appareils éprouvés à un grand nombre de vitesses, fonctionnent convenablement dans ces conditions.

En vertu de cette règle, la durée de la course montante de

la maîtresse-tige, dans l'appareil que nous avons adopté comme exemple, devrait être au minimum, de

$$\frac{3^m,5}{1^m,1} = 3,181 \text{ secondes.}$$

Quant à la course descendante de cette maîtresse tige qui, dans les pompes foulantes à simple effet comme celles que nous avons adoptées, correspond à la période de refoulement de l'eau dans les colonnes d'ascension, elle s'effectue généralement avec plus de lenteur que la course montante, parce qu'on ne laisse pas, à la maîtresse-tige, un trop grand excès de poids sur celui des colonnes refoulées, afin de ne pas fermer trop brusquement le clapet d'aspiration au début de la course descendante ou à la fin de la course montante, et afin d'économiser le travail moteur qui doit être d'autant plus considérable que l'excédant de poids de la maîtresse-tige sur toutes les résistances pendant cette course descendante, est plus grand.

On se contente généralement d'une vitesse moyenne à la descente, de $0^m,60$ à $0^m,75$ par seconde, comme nous venons de le dire. Dans ces conditions, la durée de la course descendante, dans la machine que nous calculons, en admettant $0^m,60$, serait de

$$\frac{3^m,50}{0^m,60} = 5,833 \text{ secondes ;}$$

ce qui porterait la durée totale de l'oscillation, à

$$3,18 + 5,833 = 9,013 \text{ secondes,}$$

et le nombre d'oscillations, par minute, à

$$\frac{60}{9,013} = 6,65.$$

Comme il y a toujours un petit repos à la fin des courses, dans ces machines à mouvement libre, ou dans lesquelles les courses ne sont pas limitées par des manivelles, la machine ne ferait que 6 oscillations par minute, au maximum ; mais elle pourrait faire moins, parceque l'intervalle de repos entre les courses, peut être quelconque.

Il reste maintenant à déterminer l'importance des masses qui devraient entrer dans la composition d'un semblable appareil, pour que la course montante durât environ 3,181 secondes, dans les conditions de détente que nous avons adoptées.

Cherchons d'abord la durée de cette course, dans le cas où la maîtresse-tige n'aurait point de contrepoids et où le poids des masses en mouvement pendant la course montante se réduirait au poids de cette maîtresse-tige avec tout l'attirail de pistons qui y sont attachés, et au poids de la colonne d'eau qui se meut dans la colonne de la pompe élévatoire inférieure. Nous avons vu ci-dessus que ce poids de la maîtresse-tige se réduisait à $61711^{\text{kil.}}$ quand on ne lui donnait que la valeur nécessaire au refoulement et que l'on n'employait point de contrepoids.

Quant au poids de la colonne d'eau élevée par la pompe aspirante élévatoire, en admettant que cette colonne ait le même diamètre que le piston, $0^{\text{m}},3815$, il sera de

$$0,785\ (0^{\text{m}},3815)^2\ 1000^{\text{kil.}} \,.\, 20^{\text{m}} = 2284^{\text{kil.}}.$$

La masse totale en mouvement, destinée à emmagasiner et à restituer les différences entre les travaux moteur et résistant, pèsera donc

$$61711 + 2284 = 63995 \text{ kilogrammes},$$

et par la nature même de la liaison de la maîtresse-tige avec le piston de la pompe élévatoire, elle prendra toute entière, et à chaque instant, la vitesse de cette maîtresse-tige.

On peut maintenant, à l'aide de ces données, calculer la vitesse que possèdera la maîtresse-tige, en chacun des points de la course indiqué dans la colonne 1 du tableau (A), lorsqu'elle aura emmagasiné les quantités de travail qui sont indiquées dans la colonne 4 du même tableau.

Ce travail sera exprimé par la formule ordinaire $\frac{PV^2}{2g}$ qui, dans le cas présent, devient :

$$\frac{63995^{\text{kil.}} \,.\, V^2}{2 \,.\, 9,8088} = 3262 \,.\, V^2.$$

Quand le piston aura parcouru les $0^{\text{m}},50$ qui correspondent

à la période d'admission, le travail emmagasiné sera de $57530^{km.}$; d'où l'équation, $3262\ V^2 = 57530^{km.}$ qui fournit

$$V = \sqrt{\frac{57530}{3262}} = 4^m,199.$$

Les vitesses en tous les autres points de la course, ont été calculées à l'aide de cette expression, en y remplaçant simplement le travail $57530^{km.}$ par les travaux successifs indiqués dans la colonne 4 du tableau A.

Pour déterminer la durée de chacune des parties de course comprises entre les points de cette course rappelés dans la colonne 1, nous avons admis que la vitesse était la moyenne des vitesses au commencement et à la fin de ces parties de course. Pendant la première partie de $0^m,50$ qui correspond à la période d'admission, l'excès du travail moteur sur le travail résistant étant à peu près constant, la vitesse doit être uniformément accélérée et, dans ce cas, la vitesse moyenne est égale à la moitié de $4^m,199$ ou à $2^m,0495$, et la durée de cette période du mouvement est égale à

$$\frac{0^m,50}{2^m,0495} = 0,238 \text{ seconde.}$$

Pour toutes les autres périodes du mouvement, les vitesses extrêmes correspondantes à chacune d'elles ne sont pas assez différentes pour qu'il y ait inconvénient à adopter la moyenne de ces vitesses extrêmes pour vitesse moyenne. Ainsi, après les $0^m,50$ de chemin parcouru par le piston, vient une période de $0^m,30$ comprise entre $0^m,50$ et $0^m,80$. Au commencement de cette période, la vitesse est de $4^m,199$, à la fin elle est de $4^m,958$; soit une vitesse moyenne de $\frac{4,199 + 4,958}{2} = 4^m,578$, et la durée de cette partie de la course sera de

$$\frac{0^m,30}{4^m,578} = 0,066 \text{ seconde.}$$

Toutes les durées des périodes successives ont été déterminées de cette façon et en faisant la somme de ces durées, on trouve que celle de la course entière est de

1,131 seconde.

Cette course de $3^m,50$ se ferait donc trop rapidement, l'eau tirée des bâches alimentaires des pompes ne pourrait suivre les pistons pendant leur marche ascensionnelle, et il resterait un vide plus ou moins grand entre ces pistons et la surface du liquide qui s'élève dans les pompes.

Dans ces conditions, la pression de la vapeur à la fin de la course, n'étant plus que de $34070^{kil.}$ sous le piston, et la contre-pression étant de 10984, ce piston ne serait plus soutenu que par une puissance de

$$34070 - 10984 = 23096^{kil.},$$

et la maîtresse-tige, avec la colonne de la pompe élévatoire pesant $63995^{kil.}$, il se produirait une chute rapide de cette maîtresse-tige immédiatement après son arrivée au sommet de sa course, sous l'influence de l'excès du poids des masses ainsi suspendues et sous l'influence de la pression atmosphérique qui, à la faveur du vide partiel qui régnerait dans les corps de pompe, tendrait à refouler les pistons dans ces pompes. Au moment de la chute où les pistons rencontreraient la surface de l'eau dans les pompes, les masses animées d'une grande vitesse de descente, trouveraient un obstacle considérable dans l'inertie de l'eau contenue dans les colonnes d'ascension et il se produirait sur le liquide placé sous ces pistons, une pression énorme qui fermerait les clapets d'aspiration avec violence et pourrait les briser en ébranlant tout l'appareil élévatoire.

C'est pour éviter ce grave inconvénient, qu'il faudrait accroître les masses en mouvement, afin d'augmenter la durée de la course.

D'après ce que nous avons dit ci-dessus, la durée de la course devrait être d'environ $3'',181$ pour que les pompes fussent dans de bonnes conditions de fonctionnement.

Nous supposerons d'abord que les masses additionnelles chargées de ralentir la vitesse d'ascension de la maîtresse-tige, sont reparties entre le contrepoids et la maîtresse-tige, de façon à prendre la vitesse de cette dernière ; c'est-à-dire qu'elles seront partagées en deux parties égales dont l'une fera partie de la maîtresse-tige et dont l'autre sera placée à une extrémité

d'un balancier à bras égaux dont l'autre extrémité est reliée à cette maîtresse tige.

La masse en mouvement qui donne à la course une durée de 1″, 131 est de 63995$^{\text{kil.}}$.

La quantité de travail que la masse en mouvement doit posséder en chacun des points de la course, est absolument indépendante de la grandeur de cette masse ; de sorte que la force vive qu'elle possède en chacun de ces points ne change pas quand on fait varier cette masse.

Si, en un point donné, la vitesse est v avec la masse de 63995$^{\text{kil.}}$, elle sera v' avec une masse de poids P et l'on aura

$$\frac{Pv'^2}{2g} = \frac{63995^{\text{kil.}} \cdot v^2}{2g};$$

ou

$$P : 63995 = v^2 : v'^2$$

et

$$P = 63995 \frac{v^2}{v'^2}.$$

Or il y aura toujours, en chacun des points de la course, le même rapport entre les vitesses v^2 et v'^2 puisqu'il y a un rapport constant, entre P et 63995$^{\text{kil.}}$, et les durées des courses seront évidemment en raison inverse des vitesses sous lesquelles elles s'accomplissent ; de sorte que la durée de la course évaluée ci-dessus étant de 1″,131, et la durée de cette course devant être portée à 3″,181 pour le bon fonctionnement des pompes, on aura

$$3'',181 : 1'',131 = v : v'; \quad \text{ou} \quad \frac{v^2}{v'^2} = \left(\frac{3'',181}{1'',131}\right)^2$$

d'où

$$P = 63995 \left(\frac{3,181}{1,131}\right)^2 = 506511^{\text{kil.}}.$$

En désignant par T la durée de la course lorsque la maîtresse-tige ne possède que le poids strictement nécessaire au refoulement de l'eau ; par P le poids de la masse en mouvement dans ce cas ; par T′ la durée de course que l'on veut obtenir, et par P′ la grandeur des masses en mouvement nécessaires pour réaliser cette durée, on a l'expression générale :

$$P' = P \frac{T'^2}{T^2}.$$

On a négligé, dans cette expression, le poids propre du balancier à contrepoids dont l'influence n'est pas très considérable.

Les masses ainsi calculées pour ralentir suffisamment la vitesse, sont énormes, et on peut les diminuer sans atténuer le ralentissement, en donnant au balancier à contrepoids des bras inégaux, et en suspendant les contrepoids à l'extrémité du plus long bras.

Ces contrepoids placés à l'extrémité du plus long bras prennent plus de vitesse que la maîtresse-tige, emmagasinent proportionnellement à leur poids, plus de force vive, et il faut déterminer quel poids de maîtresse-tige ils remplacent, au point de vue de l'emmagasinement et de la restitution du travail.

Représentons par

y le bras le plus court, du côté du balancier,

x le bras le plus long, portant les contrepoids,

P' le poids du contrepoids,

P le poids de la maîtresse-tige, remplacé par le contrepoids,

V la vitesse de la maîtresse-tige,

V' la vitesse du contrepoids.

On doit avoir, pour l'équivalence des forces vives,

$$\frac{P'V'^2}{2g} = \frac{PV^2}{2g}; \quad \text{d'ou} \quad P'V'^2 = PV^2.$$

Mais $$V' : V = x : y; \quad \text{d'ou} \quad V'^2 = V^2 \frac{x^2}{y^2}$$

et $$\frac{P'V^2x^2}{y^2} = PV^2; \quad \text{et enfin} \quad P = P' \frac{x^2}{y^2}.$$

Si nous admettons que, dans l'appareil que nous venons de calculer, le plus long bras du balancier à contrepoids ou des balanciers s'il y en a plusieurs à cause de l'énormité des masses, ait une longueur de $7^m = x$, et le bras le plus court une longueur de $5^m = y$, il viendra :

$$P = \frac{49}{25} P' = 1{,}96\ P';$$

ce qui signifie que, dans ce cas, chaque kil. de contrepoids équivaut, au point de vue de l'emmagasinement du travail, à $1^{\text{kil.}},96$ de maîtresse-tige.

Or, nous avons trouvé que la masse totale en mouvement devait être de $506511^{\text{kil.}}$, dont $63995^{\text{kil.}}$ ne doivent pas être équilibrés ; il reste donc $442316^{\text{kil.}}$ à partager entre la maîtresse-tige et le contrepoids, de façon que les deux parties s'équilibrent ; mais chaque kil. de contrepoids devra être compté comme remplaçant dans cette masse totale, $1^{\text{kil.}},96$ de maîtresse-tige.

Nous aurons alors, en désignant par p la part de la maîtresse-tige :

$$\frac{pV^2}{2g} + \frac{P'V'^2}{2g} = \frac{442316^{\text{kil.}}}{2g} V^2 ; \quad \text{et comme} \quad V' = \frac{7}{5} V,$$

il vient
$$p + P' \,.\, 1{,}96 = 442316.$$

Or, $p : P' = 7 : 5$; d'où $p = P' \frac{7}{5}$, et l'équation deviendra

$$P' \left(\frac{7}{5} + 1{,}96\right) = 442316;$$

d'où
$$P' = 131641^{\text{kil.}} \text{ poids du contrepoids,}$$

et $p = 184297^{\text{kil.}}$ poids additionnel de la maîtresse-tige.

Dans ces conditions, la masse totale mise en mouvement, serait de

$$131641^{\text{kil.}} + 184297^{\text{kil.}} + 63995 = 379923^{\text{kil.}},$$

au lieu de $506511^{\text{kil.}}$, et le même résultat serait atteint.

Il faut donc, dans les machines d'épuisement de cette espèce, mettre en mouvement d'énormes masses, pour empêcher les accélérations de vitesse trop rapides, et les machines de Cornouailles qui ne diffèrent de la machine à traction directe que nous avons étudiée, que par un balancier placé entre la tige du piston moteur et la maîtresse-tige, portent effectivement des masses comparables à celles que nous venons d'adopter dans la dernière hypothèse, pour effectuer des travaux d'épuisement de la même importance.

Dans ces machines, les masses ajoutées à la maîtresse-tige au-delà du poids nécessaire au refoulement de la colonne des pompes foulantes, font partie intégrante de cette maîtresse-tige et en augmentent considérablement la solidité. Cette précaution n'est pas inutile parce que cet organe, sous l'action de la pression initiale de la vapeur, qui l'emporte beaucoup sur la résis-

tance à vaincre, est soumis d'un bout à l'autre et dans chacune de ses sections à des efforts qui se composent, en chaque point, de celui qui est nécessaire pour soutenir toute la partie située sous ce point, plus celui qui est nécessaire pour produire la loi d'accélération de vitesse qui préside à sa mise en mouvement.

Ainsi, par exemple, une tige verticale qui serait emportée de bas en haut avec une vitesse uniformément accélérée égale à celle d'un corps qui tombe dans le vide, supporterait en chacun de ses points l'effort nécessaire pour faire équilibre au poids de la partie située sous ce point, plus un effort égal pour produire de bas en haut le mouvement uniformément accéléré égal à celui qu'elle prendrait en tombant de haut en bas dans le vide; c'est-à-dire que chaque section supporterait un effort double du poids de tige existant sous cette section.

L'obligation d'employer, dans ces machines à longue détente, d'énormes masses additionnelles qui s'équilibrent aux extrémités de balanciers, a fait naître tout naturellement l'idée de les remplacer par un volant dont la jante prenant, à sa circonférence, une grande vitesse relativement à la vitesse de la maîtresse-tige, pourrait, avec un poids relativement faible, emmagasiner et restituer la quantité de travail qui doit l'être nécessairement, sans que la vitesse de la maîtresse-tige eût besoin d'être considérable.

Un semblable volant placé sur un arbre mis en travers du puits devant la maîtresse-tige et relié à cette tige par un engrenage et une crémaillère par exemple, accomplirait évidemment la même fonction que toutes les masses additionnelles dont nous avons fait mention ci-dessus, en permettant de ne donner à la maîtresse-tige que le poids nécessaire au refoulement des colonnes d'eau.

Supposons, par exemple, que ce mode de liaison invariable soit établi entre un volant de 6^{m} de diamètre et la maîtresse-tige que nous avons adoptée ci-dessus, à l'aide d'une crémaillère placée sur le flanc de la tige et d'un engrenage de 1^{m} de diamètre, placé sur l'arbre du volant, et cherchons le poids

que devrait posséder la jante de celui-ci, pour qu'elle remplaçât exactement la masse de $184298^{kil.}$ ajoutée à la maîtresse-tige et celle de $131642^{kil.}$ de contrepoids qui lui font équilibre. Cette dernière masse rapportée à la maîtresse-tige, remplace d'après la règle que nous avons posée, et au point de vue de la force vive, une masse de $131641 \frac{49}{25} = 258016$ qui prendrait la même vitesse que cette tige, ce qui porte, comme nous l'avons vu, à

$$442316^{kil.}$$

la masse animée de la même vitesse que la maîtresse-tige, qu'il faut remplacer par un volant dont la jante prendra, à chaque instant, une vitesse qui sera, d'après les données ci-dessus, 6 fois plus grande que celle de cette maîtresse-tige.

En désignant par P le poids de cette jante, et par V la vitesse de la maîtresse-tige à une époque quelconque de son mouvement, on aura

$$\frac{P\,(6V)^2}{2g} = \frac{442316^{kil.} \cdot V^2}{2g}\,; \quad \text{d'où} \quad P = \frac{442316}{36} = 12287^{kil.}.$$

Un volant dont la jante pèserait $12287^{kil.}$, dans les conditions que nous venons d'adopter, remplacerait donc exactement, et ralentirait au même degré la vitesse de la maîtresse-tige, que la masse de $184298^{kil.}$ ajoutée à cette tige et la masse de $131642^{kil.}$ du contrepoids qui équilibre cette masse additionnelle.

Il est clair qu'en présence d'un tel résultat, on avait un grand intérêt à découvrir un bon moyen pratique de relier le mouvement d'une maîtresse-tige à celui d'un volant et à profiter de cette circonstance pour enlever à la maîtresse-tige cette entière liberté de course qui peut, par suite d'une négligence du mécanicien, permettre au piston moteur d'aller heurter le fond du cylindre sous l'influence d'une impulsion initiale trop énergique; de plus, on s'est également proposé d'introduire l'action à double effet, de la vapeur dans le cylindre, afin de réduire dans une forte proportion, ses dimensions pour une puissance déterminée.

Un grand nombre de dispositions propres à réaliser ces perfectionnements, ont été employées dans ces dernières années et, en Belgique, la première tentative d'application du volant et de la machine à détente à double effet à l'épuisement des mines, est due à M. Colson, ancien directeur des ateliers de Haine-Saint-Pierre. Un peu plus tard, M. Guinotte, directeur des charbonnages de Mariemont, fit construire sur ses propres plans, la grande machine de Trazegnies si connue de tous ceux qui s'intéressent aux progrès de l'exploitation des mines dans notre pays et, depuis, on en a établi d'autres de divers côtés. L'exposition de 1880 en renfermait une construite à Seraing.

Les dispositions adoptées pour ces nouveaux appareils, sont assez variées ; dans les uns, on a conservé les pompes à simple effet et l'élévation de l'eau pendant une course sur deux, comme dans les machines de Cornouailles ; dans d'autres, on a suspendu deux maîtresses-tiges à égales distances de l'axe d'un balancier placé en travers sur l'orifice du puits, et ces maîtresses-tiges agissent alternativement sur des pompes à simple effet qui produisent ainsi une ascension continue de l'eau, comme ferait une pompe à double effet ; dans d'autres encore, on n'emploie qu'une maîtresse-tige placée à l'extrémité d'un balancier et agissant sur des pompes à double effet ; la même disposition peut s'appliquer à des pompes à simple effet ; enfin on peut varier d'un grand nombre de façons, le mode d'application de la puissance à l'élévation de l'eau.

Dans tous ces appareils, la machine agit directement sur le balancier auquel la maîtresse-tige ou les maîtresses-tiges sont suspendues et, en même temps, sur une bielle de transmission de mouvement au volant qui sert uniquement de réservoir de travail. Dans tous, la course du piston moteur est plus longue que la course de la maîtresse-tige.

Quand il n'y a qu'une maîtresse-tige agissant sur une série de pompes à simple effet, l'élévation de l'eau se produit tantôt pendant l'ascension de cette maîtresse-tige, tantôt pendant la descente, suivant la forme des pompes. Dans ce cas, pour utiliser les deux courses du piston moteur, on dispose toutes choses pour que le travail à transmettre par la tige de ce pis-

ton, soit le même dans les deux courses; ainsi, par exemple, si les pompes sont du système ordinaire foulant, c'est-à-dire à cylindres plongeurs, et que la maîtresse-tige ait un poids plus considérable que celui qui est nécessaire pour refouler la colonne d'eau, ce qui est le cas ordinaire, on équilibre par un contrepoids placé à l'extrémité du balancier opposée à celle qui porte la maîtresse-tige, tout l'excédent du poids de cette tige sur le poids total nécessaire au refoulement; plus la moitié de ce poids nécessaire au refoulement. De cette façon, la machine motrice relève pendant l'ascension de la tige, ou pendant la période d'aspiration des pompes, l'excédent du poids total de la maîtresse-tige, sur le contrepoids et, pendant la course de refoulement, elle relève la partie du contrepoids qui doit cesser de soutenir la maîtresse-tige pour la laisser agir sur les pistons des pompes avec l'effort exactement égal à celui qui est nécessaire au refoulement. Or ces deux travaux de la machine motrice sont égaux.

Le poids total de la maîtresse-tige doit être réparti entre les différents étages de pompes, de façon qu'aucune partie de cette maîtresse-tige n'ait à supporter un effort de compression pendant le refoulement de l'eau.

Quand il y a deux maîtresses-tiges suspendues de part et d'autre de l'axe du balancier, le travail utile se trouve également réparti entre les deux courses, et il n'y a à équilibrer que le poids de l'attirail de la machine motrice et du grand bras du balancier, afin que le mouvement de ce balancier soit également facile dans les deux sens.

Quand il n'y a qu'une maîtresse-tige agissant sur une série de pompes à double effet, on équilibre entièrement la maîtresse-tige qui est placée d'un côté du balancier, tandis que la machine motrice agit sur l'autre côté. Dans ces conditions, cette machine motrice transmet à la maîtresse-tige tout l'effort nécessaire à sa course montante et, pendant la course descendante, le piston de cette machine soulève une partie du contrepoids suffisante pour laisser à la maîtresse-tige une partie non équilibrée, capable de produire le refoulement de l'eau dans la colonne d'ascension. Ces deux travaux successifs de la machine motrice sont encore égaux dans ces conditions.

Il est toujours possible, quelle que soit la disposition adoptée, de disposer toutes les masses qui doivent être mises en jeu, de façon que le piston moteur ait la même résistance à vaincre dans chacune de ses deux courses.

Nous donnons (fig. 62) les lignes primitives de l'une de ces machines modernes construite par M. Halbrecq, directeur des ateliers de Produits, pour le charbonnage du Val Benoit près de Liége.

Elle n'a qu'une maîtresse-tige, A, agissant sur des pompes à double effet du système Rittinger, et cette tige suspendue au point C d'un balancier en tôle rivées, est entièrement équilibrée par le grand bras du balancier, le contrepoids F et tout l'attirail mobile de la machine motrice qui est placé au dessus de ce grand bras.

L'ingénieur a ajouté aux pièces principales indiquées dans le croquis, un régulateur à force centrifuge destiné à agir sur le déclic d'un contrepoids qui ferme l'admission, lorsque la vitesse de la machine s'accélère outre mesure, par suite d'un bris de soupape ou pour tout autre cause de suspension dans le fonctionnement régulier des pompes.

L'effet que la maîtresse-tige doit transmettre aux pistons de pompes, dans cette machine, est à peu près le même dans les deux sens ; nous disons à peu près, parce que l'élévation dans la pompe aspirante élévatoire inférieure, ne se fait que pendant la course montante est que, pendant cette course, l'effort à transmettre aux pistons est un peu plus considérable que pendant la course suivante ; mais ceci est de peu d'importance et l'on y porte remède en ajoutant une faible masse aux contrepoids.

Cette machine, et toutes les autres de la même catégorie, se calculent comme la machine à traction directe que nous avons étudiée ci-dessus. Ce sont des machines à détente plus ou moins prolongée, dans lesquelles la résistance utile ainsi que les résistances passives au mouvement du piston peuvent être considérées comme constantes, à peu près. Comme dans l'exemple que nous avons adopté, on peut, pour chaque course, déterminer la position du piston au moment où il y a équilibre entre la puissance effective et toutes les résistances, et pour chaque

position de ce piston, évaluer la différence entre les travaux moteur et résistant depuis le commencement de la course, ou la quantité de travail que les pièces de l'appareil doivent avoir emmagasiné dans chacune de ces positions du piston. On en déduit, comme nous l'avons fait, la durée de cette course suivant le degré de détente adopté et suivant l'importance et la disposition relative des masses en mouvement

Cependant il faut observer que cette dernière appréciation présente, dans ce cas, un peu plus de difficulté que dans la machine à traction directe, parce que l'ensemble des masses y étant moins considérable, il est convenable de tenir compte de celles que nous avons négligées, par exemple du balancier, et parce que l'influence de la masse du volant conduit par une bielle et une manivelle est moins aisée à déterminer que celle du volant conduit par une crémaillère et un engrenage dont nous avons primitivement admis l'hypothèse afin que la vitesse de sa jante fût toujours proportionnée à celle de la maîtresse-tige, comme celle d'un simple contrepoids.

Nous allons exposer les méthodes que l'on peut adopter pour déterminer par quelles masses fictives ajoutées à la masse de la maîtresse-tige et toujours animées de la même vitesse que celle-ci, on peut remplacer la masse des balanciers et celle du volant, de façon qu'au point de vue de l'emmagasinement et de la restitution du travail il y ait identité d'influence.

Masse fictive remplaçant le volant. Si, dans une disposition comme celle de la figure 62, la maîtresse-tige possède à une époque quelconque de son mouvement, une vitessse V, le piston et le point d'application de la puissance à la bielle et au balancier, possèderont une vitesse V' qui sera à V en raison directe des distances x et y des points d'attache des tiges, à l'axe du balancier, donc

$$V' = V\,\frac{x}{y} \quad \text{et} \quad V'^2 = V^2\,\frac{x^2}{y^2}.$$

En supposant que la bielle reste toujours parallèle à la ligne des points morts, comme dans la figure 63, la vitesse de transport de cette bielle, parallèlement à cette ligne des points

morts, sur la même, ou V', lorsque la maîtresse-tige possèdera la vitesse V.

Supposons qu'en ce moment, la manivelle soit dans la position Ox, puis, qu'elle passe de la position Ox à la position infiniment rapprochée Om. Il est clair que pendant ce mouvement, le chemin parcouru par l'extrémité de la bielle parallèlement à la ligne des points morts sera mn, et que le chemin parcouru par le manneton de la manivelle tangentiellement à la circonférence qu'il décrit, sera mx. Or ces deux chemins sont entr'eux comme la vitesse V' est à la vitesse tangentielle que nous représenterons par v', et l'on aura

$$V' : v' = mn : mx.$$

D'autre part, les triangles mnx et OxC sont semblables parce que les côtés de l'un sont perpendiculaires aux côtés de l'autre, et il vient :

$$mn : mx = xC : Ox \text{ ou } r \text{ ; d'où } V' : v' = xC : r \text{ ;}$$

et $$v' = V' \frac{r}{xC} \text{ ; d'où } v'^2 = V'^2 \frac{r^2}{\overline{xC}^2}.$$

En substituant à V'^2 sa valeur trouvée ci-dessus, on trouve :

$$v'^2 = V^2 \frac{x^2 \cdot r^2}{y^2 \cdot \overline{xC}^2}.$$

Mais $\overline{xC}^2 = AC \cdot CB$, et l'expression devient

$$v'^2 = V^2 \frac{x^2 \cdot r^2}{y^2 \cdot AC \cdot CB}.$$

Enfin la vitesse v de la jante du volant, en désignant le rayon moyen de celui-ci par R, a pour valeur

$$v = v' \frac{R}{r} \text{ et } v^2 = v'^2 \frac{R^2}{r^2} = V^2 \frac{x^2 \cdot r^2 \cdot R^2}{y^2 \cdot r^2 \cdot AC \cdot CB} \text{ ;}$$

et finalement $$v^2 = V^2 \left(\frac{x^2 R^2}{y^2}\right) \frac{1}{AC \cdot CB}.$$

Si on désigne par P le poids de la jante du volant et par Q le poids de la masse fictive qui possèderait, sous la vitesse V de la maîtresse-tige, la même force vive que cette jante sous la vitesse v qu'elle possède à la même époque du mouvement, il vient :

$$\frac{Pv^2}{2g} = \frac{PV^2}{2g}\left(\frac{x^2R^2}{y^2}\right)\frac{1}{AC\,.\,CB} = \frac{QV^2}{2g};$$

d'où
$$Q = P\left(\frac{x^2R^2}{y^2}\right)\frac{1}{AC\,.\,CB}. \qquad (E)$$

Pour chacun des points de la course du piston moteur, AC représente, en mètre, le chemin qu'il a déjà parcouru et CB le chemin qu'il lui reste à parcourir.

On voit, d'après cette équation, que le poids Q varie avec la position du piston moteur, et qu'il est d'autant plus grand que le produit AC . CB est plus petit, ou que ce piston est plus rapproché des extrémités de sa course. Il en résulte que, dans l'évaluation des masses en mouvement rapportées à la maîtresse tige, qui doivent posséder en magasin tout l'excédant du travail moteur sur le travail résistant en chacun des points de la course du piston, la masse fictive qu'il faut substituer à la masse réelle du volant, doit être déterminée pour chacun de ces points de la course.

Cette opération, pour une dizaine de points de la course, qui suffisent toujours à l'évaluation de la durée approximative de cette course, n'est pas bien longue, parce que le facteur $P\frac{x^2R^2}{y^2}$ est constant et que la valeur des deux parties AC et CB de la course, de part et d'autre des points considérés, se trouve déterminée par l'assignation de la position de ces points.

Supposons, par exemple, que la jante du volant dans la machine représentée par la figure 62, pèse $8000^{kil.}$ et cherchons le poids de la masse fictive rapportée à la maîtresse tige, qui équivaudrait à ce volant, lorsque le piston moteur a parcouru les $\frac{4}{5}$ de sa course.

On a, d'après le dessin :

$x = 5^m,20$ et $x^2 = 27,04$;

$y = 3^m,25$ et $y^2 = 10,5625$;

R rayon moyen du volant $= 3^m,10$ environ, et $R^2 = 9,61$;

$AC = \frac{4}{5}\,2^m,40 = 1^m,92$;

$BC = 0^m,48$; et $AC\,.\,CB = 0,9216$.

L'équation (E) fournit :

$$Q = \frac{8000 \,.\, 24{,}6016}{0{,}9216} = 213555^{\text{kil.}}.$$

MASSE FICTIVE REMPLAÇANT UN BALANCIER. — Avant de rechercher la valeur de cette masse, il est indispensable de rappeler quelques principes de mécanique rationnelle, qui sont nécessaires à la solution de la question proposée et que voici :

1° *La force vive d'un corps qui tourne autour d'un axe, est égale au produit de la moitié du carré de la vitesse angulaire de ce corps par son moment d'inertie relativement à cet axe.*

2° *Le moment d'inertie d'un corps relativement à un axe, est la somme des produits formés en multipliant la masse de chacune des parties élémentaires du corps, par le carré de sa distance à l'axe.*

3° *Quand on connaît le moment d'inertie d'un corps relativement à un axe qui passe par son centre de gravité, on peut le trouver relativement à un autre axe quelconque parallèle à celui-ci, en ajoutant au premier moment d'inertie, le produit de la masse du corps par le carré de la distance des deux axes.*

4° *On nomme rayon de gyration, la distance de l'axe de rotation à laquelle toute la masse du corps devrait être placée, pour qu'elle possédât, sous la même vitesse angulaire, la force vive qu'elle possède sous sa forme effective.*

Nous y ajouterons, pour les besoins particuliers de la question qui nous occupe, les valeurs des moments d'inertie des prismes droits à bases rectangulaires et à bases triangulaires rectangles, lorsqu'ils tournent autour d'un axe qui passe par leurs centres de gravité et qui est perpendiculaire aux bases.

Pour un prisme à base rectangulaire . . . . $\frac{M_1}{12}(b^2 + c^2)$

Pour un prisme à base triangulaire rectangle. . $\frac{M_2}{18}(b^2 + c^2)$

M_1 et M_2 sont les masses des prismes correspondants,

b et c les deux côtés de l'angle droit dans les bases de ces prismes.

Pour donner un exemple de l'usage que l'on peut faire de ces expressions, nous supposerons qu'un prisme à base rectan-

gulaire, tourne autour d'un axe perpendiculaire au plan de cette base et qui passe par son centre de gravité, et que l'on veuille chercher son rayon de gyration.

On aura : force vive pour une vitesse angulaire u

$$\frac{u^2}{2} \times \frac{M}{12}(b^2 + c^2).$$

Force vive du même corps si toute sa masse M possédait la vitesse $V = u\delta$ qui existe à l'extrémité du rayon de gyration δ,

$$\frac{MV^2}{2} = \frac{Mu^2\delta^2}{2}.$$

En égalant ces deux expressions, il vient :

$$\frac{Mu^2}{2}\delta^2 = \frac{Mu^2}{2} \cdot \frac{1}{12}(b^2 + c^2) \text{ ; d'où } \delta^2 = \frac{b^2 + c^2}{12}$$

et

$$\delta = \sqrt{\frac{b^2 + c^2}{12}}.$$

En général, *il suffit, pour trouver le rayon de gyration d'un corps relativement à l'axe autour duquel il tourne, d'égaler le carré de ce rayon, à tout le facteur qui multiplie la masse du corps, dans l'expression de son moment d'inertie relativement à cet axe.*

L'application de ces principes à la recherche des rayons de gyration des balanciers tels qu'on les emploie ordinairement dans les machines, ne peut pas conduire à des résultats rigoureusement exacts, à cause de la forme peu définie géométriquement de ces organes, et à cause des masses additionnelles qui en font partie et qui sont fort arbitrairement réparties ; ce qui ne permet pas de déterminer bien exactement, leurs moments d'inertie relativement à l'axe de rotation ; mais il n'est nullement besoin dans ces applications à des machines colossales, de résoudre ces problèmes avec une rigoureuse exactitude, il suffit d'arriver à un degré d'approximation suffisant pour éviter tout grave mécompte.

Nous pensons que ce degré d'approximation sera suffisant quand on aura considéré les balanciers comme des prismes dont la base sera leur projection sur le plan du mouvement. D'après cette convention, le balancier de la machine du Val Benoit représenté par la figure 62 serait considéré comme un prisme dont la base serait formée des deux trapèzes dont les hauteurs

seraient : d'un côté le bras OD, de l'autre le bras OC auquel on ajouterait une petite longueur pour tenir compte de la partie située au-delà du point C, et les poids de toutes les pièces intérieures placées entre les deux flasques en tôles rivées, seraient considérées comme également reparties sur toute la surface des deux trapèzes.

Dans ces conditions, voici comment le moment d'inertie de chaque bras, peut être déterminé :

Nous avons représenté par la figure 64 un de ces balanciers en forme de double trapèze et nous avons partagé la surface de chaque bras en trois parties, un rectangle et deux triangles rectangles.

Dans le trapèze ABCD tout est connu, les deux bases a et b, la hauteur L, le centre de gravité E du rectangle, et le centre de gravité x des triangles qui se trouve au tiers de Dz mené de D au milieu de yC.

Le balancier qui a cette figure peut être dessiné sur une échelle assez grande et avec assez de soin, pour que les dimensions de toutes les lignes que l'on pourra tracer à l'intérieur, puissent être prises directement sur le dessin, afin d'éviter les solutions géométriques par le calcul, qui sont toujours assez longues.

D'après ce que nous avons dit ci-dessus, le moment d'inertie de la partie rectangulaire ADyn relativement à l'axe parallèle à l'axe O de rotation du balancier, et qui passe par le centre de gravité E, sera, en désignant par M_1 la masse de cette partie du balancier,

$$\frac{M_1}{12}(L^2 + a^2).$$

Le moment d'inertie de la même masse relativement à l'axe O, sera

$$\frac{M_1}{12}(L^2 + a^2) + M_1\frac{L^2}{4} = \frac{M_1}{12}(2L^2 + a^2).$$

Les masses étant proportionnelles aux volumes correspondants, et les volumes aux surfaces correspondantes, nous pourrons remplacer M_1 par la surface s du rectangle considéré, ce qui donnera l'expression

$$\frac{s}{12}(2L^2 + a^2)$$

que nous représenterons par I et qui sera entièrement connue.

Le moment d'inertie de la partie triangulaire DyC relativement à l'axe x, sera, en désignant la masse par M_2,

$$\frac{M_2}{18}(L^2 + \overline{Cy}^2).$$

Or $$Cy = \frac{b-a}{2} \quad \text{et} \quad \overline{Cy}^2 = \frac{b^2 - 2ab + a^2}{4}.$$

Ce moment d'inertie prendra alors la forme

$$\frac{M_2}{18}\left[L^2 + \frac{b^2 - 2ab + a^2}{4}\right] = \frac{M_2}{72}(4L^2 + b^2 + a^2 - 2ab).$$

Pour la même raison que ci-dessus, nous pourrons remplacer M_2 par la surface s' du triangle DCy, et comme il y a deux triangles égaux, le moment d'inertie des deux sera

$$\frac{s'}{36}(4L^2 + b^2 + a^2 - 2ab).$$

Relativement à l'axe O, le moment d'inertie des deux parties triangulaires réunies, sera

$$\frac{s'}{36}(4L^2 + b^2 + a^2 - 2ab) + 2s'\,\overline{Ox}^2.$$

La distance Ox peut être mesurée sur l'épure pour éviter les calculs nécessaires à la détermination numérique, ou peut être déterminée par le calcul.

Nous représenterons ce second moment d'inertie qui est aussi entièrement connu, par I_1.

En déterminant par le même procédé les moments d'inertie de l'autre bras du balancier, on connaîtra ces moments. Nous représenterons par I_2 celui de la partie rectangulaire FHKm et par I_3 celui des deux parties triangulaires situées de part et d'autre du rectangle. Les masses, dans ces moments d'inertie, seront également remplacées par les surfaces correspondantes.

Le moment d'inertie du balancier tout entier relativement à l'axe O, étant le produit de la masse totale par le carré du rayon de gyration, on aura, en remplaçant la masse totale par la

surface totale S du flanc de ce balancier, comme nous avons remplacé les masses partielles, par les surfaces partielles, on aura, disons-nous :

$$S\delta^2 = I + I_1 + I_2 + I_3; \quad \text{d'ou} \quad \delta = \sqrt{\frac{I + I_1 + I_2 + I_3}{S}}.$$

Cela signifie que si toute la masse du balancier était placée à cette distance δ de l'axe O; elle posséderait une force vive égale à celle de ce balancier sous sa forme actuelle, pour la même vitesse angulaire.

Ce balancier se trouve ainsi assimilé à une masse de même poids que lui et qui se mouvrait à l'extrémité d'un levier δ, pendant que la maîtresse tige se meut à l'extrémité du levier que nous avons représenté par y dans la figure 62.

En désignant par P_1 le poids total du balancier,

et par Q_1 le poids qu'il faudrait ajouter à la maîtresse-tige pour qu'il emmagasinât le même travail que le balancier, au même instant du mouvement, on aurait

$$\frac{P_1 u^2 \delta^2}{2g} = \frac{Q_1 u^2 y^2}{2g}; \quad \text{d'ou} \quad Q_1 = P_1 \frac{\delta^2}{y^2}. \qquad \text{(F)}$$

Si le balancier avait une forme qui se rapprochât de la forme parabolique, qui est celle d'égale résistance aux efforts appliqués à son extrémité, et qui est analogue à celle que représente la figure 65, on partagerait la surface, comme l'indique la figure, en parties ayant approximativement la forme de triangles rectangles; quelques unes pourraient être rectangulaires. Toutes les dimensions seraient déterminées sur une épure faite avec soin, et on procéderait comme ci-dessus à la recherche du rayon de gyration.

Il est clair que de semblables procédés d'évaluation des moments d'inertie, ne sont qu'approximatifs, parce que la masse des balanciers n'est jamais répartie sous une épaisseur constante, dans toute l'étendue de leurs faces latérales ; mais ils suffisent dans l'application et ne peuvent occasionner de mécomptes sérieux, surtout à cause de l'influence relativement assez faible, du poids de ces balanciers sur la vitesse de ces

énormes appareils ; puis ces procédés sont à la portée de tout le monde. Ils seraient inutiles si les balanciers avaient des formes géométriques bien définies, pour lesquelles on connaît exactement la valeur du moment d'inertie relativement à l'axe qui passe par le centre de gravité.

Quant aux contrepoids qui terminent les balanciers, comme celui qui est désigné par F, dans la figure 62, on peut encore considérer toute leur masse comme appliquée à leur centre de gravité.

Si G est ce centre de gravité,
P_2 le poids du contrepoids,
Q_2 le poids rapporté à la maîtresse-tige qui serait équivalent à ce contrepoids, au point de vue de l'emmagasinement du travail,
V la vitesse de la maîtresse-tige,
V_1 la vitesse du point G,

on aura :

$$\frac{P_2 V_1^2}{2g} = \frac{Q_2 V^2}{2g}.$$

Or $$V_1 : V = OG : y ;$$

d'où : $$V_1 = V\frac{OG}{y} \quad \text{et} \quad V_1^2 = V^2\frac{\overline{OG}^2}{y^2},$$

et finalement :

$$Q_2 = P_2\frac{\overline{OG}^2}{y^2}. \qquad \text{(G)}$$

Ce procédé n'est pas exact non plus, parce que le moment d'inertie de la masse F, relativement à l'axe O, l'emporte sur celui que l'on adopte ainsi, en rapportant toute cette masse F à son centre de gravité, d'une quantité égale au moment d'inertie de cette masse relativement à un axe parallèle à l'axe O et qui passerait par ce centre de gravité G; mais ce dernier est assez faible relativement à l'autre, quand les contrepoids sont à une grande distance de l'axe du balancier, et on peut le négliger.

Enfin, si P_3 désigne le poids de tout l'attirail du piston, de la bielle et des autres pièces mobiles de la machine motrice, qui agissent à la distance x de l'axe du balancier, et Q_3 le poids

équivalent rapporté à la maîtresse-tige, on aura d'après les raisons exposées précédemment :

$$Q_3 = P_3 \frac{x^2}{y^2}. \qquad \text{(H)}$$

Supposons toutes ces valeurs de Q, Q_1, Q_2, Q_3 déterminées pour la machine représentée par la figure 62, à l'aide des expressions (E), (F), (G), (H) ; puis représentons par Q', le poids réel de la maîtresse-tige et de la colonne d'eau qu'elle refoule dans ses excursions, en admettant que cette eau prenne la même vitesse que cette maîtresse-tige, pour simplifier la question.

Toutes les masses en mouvement pendant la marche de l'appareil, emmagasineront et restitueront les différences entre les travaux moteur et résistant, exactement comme si la maîtresse-tige possédait le poids $Q' + Q + Q_1 + Q_2 + Q_3$, et que toutes ces autres masses fussent supprimées. On formera ensuite, pour cette machine, comme pour la machine à traction directe que nous avons d'abord étudiée, le tableau des quantités de travail qui doivent être emmagasinées puis restituées, en une dizaine de points de la course du piston, et si, en un point donné de cette course, ce travail a une valeur T, la vitesse V que possèdera la maîtresse-tige en cet instant, sera fournie par l'équation

$$\frac{(Q' + Q + Q_1 + Q_2 + Q_3)\, V^2}{2g} = T ;$$

d'où

$$V = \sqrt{\frac{2gT}{Q' + Q + Q_1 + Q_2 + Q_3}}.$$

De toutes ces valeurs sous le radical, il n'y a que Q poids de la masse équivalente au volant, et T, qui varient pour chaque point de la course du piston moteur.

Pour un poids donné P, de la jante du volant, on a d'après l'expression (E) :

$$Q = P \frac{x^2 R^2}{y^2} \times \frac{1}{AC \,.\, CB},$$

dans laquelle le facteur $P \frac{x^2R^2}{g^2}$ est une constante pour chacun des points de la course, lorsque l'on s'est donné ce poids P de la jante de ce volant.

En faisant les opérations numériques correspondantes à ce facteur, une fois pour toutes, et en représentant le résultat obtenu par N, on aura :

$$N = P \frac{x^2R^2}{y^2}; \text{ et } V = \sqrt{\frac{2gT}{Q' + Q_1 + Q_2 + Q_3 + \frac{N}{AC \,.\, CB}}}. \qquad (I)$$

Pour tout travail emmagasiné T en un point quelconque de la course, il faudra effectuer le produit AC . CB, des deux parties de cette course, de part et d'autre du point assigné, pour déterminer la vitesse V que la maîtresse-tige possèdera en ce point.

Après avoir ainsi calculé la vitesse que cette tige doit posséder en un certain nombre de points de la course, on déterminera, comme nous l'avons fait pour la machine à traction directe, la durée totale de la course.

Comme la vitesse moyenne des pistons des pompes ne doit guère dépasser $0^m,65$ à $0^m,75$ par seconde, on augmentera le poids du volant, si la vitesse moyenne de la maîtresse-tige dépasse ces limites, et si elle leur reste inférieure, on pourra diminuer le poids de ce volant, non pour fonctionner dans de meilleures conditions d'effet utile dans chaque coup de piston, mais pour pouvoir fournir plus d'excursions par minute et accroître au besoin la puissance effective de l'appareil.

Il y a donc un tâtonnement à faire, pour déterminer le poids du volant qui fournira la course dans le temps qui convient à la manœuvre des pompes, et il faut former le tableau des vitesses de la maîtresse-tige, aux divers points de la course assignés, pour différents poids de volant ; mais ce tâtonnement peut être assez rapide en adoptant pour le premier calcul, un poids de volant trop faible qui fournira une course trop rapide, puis en le supposant de plus en plus grand et en formant le

tableau des vitesses pour chaque poids adopté, jusqu'à ce qu'on arrive à la durée de course dont on a besoin.

Dans ce tâtonnement, la formule qui donne la vitesse de la maîtresse-tige en chaque point de la course

$$V = \sqrt{\frac{2gT}{Q' + Q + Q_1 + Q_2 + Q_3}}$$

renferme plusieurs constantes. On peut faire $Q + Q_1 + Q_2 + Q_3 = A$; $2g = B$ et $Q' = \frac{N}{AC \,.\, CB}$, N étant constant pour chaque poids P de volant soumis à l'essai. La formule devient alors :

$$V = \sqrt{\frac{BT}{A + \frac{N}{AC \,.\, CB}}},$$

et fournit assez rapidement les vitesses successives.

Les mêmes considérations sont applicables aux machines à détente qui élèvent les eaux pour l'alimentation des villes, ou pour tout autre usage, et qui n'ont ni maîtresse-tige, ni balancier à contrepoids. Dans celles-ci, la réglementation de la vitesse n'est due qu'au volant, car on peut négliger l'influence peu importante des autres pièces en mouvement, et quand on a formé le tableau des quantités de travail que le volant doit avoir emmagasiné en chaque point de la course, on peut déterminer la vitesse correspondante des pistons des pompes en chacun de ces points, par la formule

$$V = \sqrt{\frac{2gT}{Q'}},$$

et déterminer ainsi la durée de la course de ces pistons, qui doit également être telle que la vitesse moyenne soit de $0^m,70$ ou 0^m75 au maximum. Dans ce cas, le tâtonnement à l'aide duquel on détermine le poids du volant nécessaire pour réaliser cette vitesse moyenne, peut être évité.

Pour un poids Q′ rapporté au piston et représentant l'influence

réelle du poids du volant, on a, d'après ce que nous avons dit précédemment :

$Q' = P \times \frac{K}{AC \,.\, CB}$, K étant constant pour tous les poids P.

La formule précédente peut donc être mise sous la forme

$$V = \sqrt{\frac{2gT}{P\,\frac{K}{AC \,.\, CB}}} = \sqrt{\frac{2gT\,(AC \,.\, CB)}{PK}}.$$

Pour le même point de la course, le même travail et un autre poids du volant, P', on aurait :

$$V' = \sqrt{\frac{2gT \,.\, (AC \,.\, CB)}{P'K}}\ ; \quad \text{d'où}$$

$$P : P' = V'^2 : V^2$$

Nous retrouvons ici un rapport inverse constant entre les poids du volant et les carrés des vitesses, en tous les points de la course, ce qui permet de calculer directement le poids du volant qui fournirait la vitesse dont on a besoin. Ainsi, par exemple, si un poids P de volant a fourni une course dans un temps t qui est trop court et que l'on veuille que cette course dure un temps t', il suffira de reprendre l'une des vitesses V que l'on aura obtenue du poids P en un point quelconque de la course, et de déterminer la vitesse V' que l'on veut obtenir du poids définitif P' du volant, de façon que l'on ait

$$V : V' = t' : t\,. \ ; \quad \text{d'où} \quad V' = V\,\frac{t}{t'} \text{ et } V'^2 = V^2\,\frac{t^2}{t'^2}$$

La proportion ci-dessus fournira alors

$$P : P' = V^2\,\frac{t^2}{t'^2} : V^2 = t^2 : t'^2,$$

d'où

$$P' = P\,\frac{t'^2}{t^2},$$

à cause de ce rapport constant entre les durées totales de la course et les vitesses obtenues au même point de cette course sous l'action des deux poids successifs du volant.

Dans toutes ces machines, le volant doit conserver une certaine vitesse à la fin des courses, afin de dépasser les points morts, et cette vitesse doit être faible afin d'éviter la fermeture brusque des clapets. On peut admettre, d'après l'expérience acquise, qu'une vitesse de la jante égale à $0^m,70$ ou $1^m,00$ par seconde, au passage des points morts, suffit pour satisfaire simultanément à ces deux conditions indispensables. L'arbre du volant, dans ces machines, ne rencontre d'autre résistance à son mouvement, que le frottement de ses tourillons, la puissance agissant sur la résistance utile sans passer par l'intermédiaire de cet arbre ; il en résulte qu'il suffit que la ligne des points morts soit très peu dépassée par la manivelle pour que le moment de l'effort qui lui est transmis devienne assez grand pour maintenir le mouvement de ce volant ; la vitesse au passage des points morts n'a donc pas besoin d'être considérable pour éviter l'arrêt de la machine lorsque la manivelle se trouve dans le voisinage de ces points morts.

Il résulte encore, de cette obligation de conserver au volant une certaine force vive à la fin et au commencement de chaque course, que cette force vive doit s'ajouter à celle que le volant posséderait en chacun des points de sa course, s'il partait de l'état de repos, et qu'au travail T que ce volant doit avoir mis en magasin en chacun de ces points, il faut ajouter cette force vive supplémentaire, pour déterminer la vitesse V que la maîtresse-tige ou les pistons des pompes, posséderont à cette époque.

Ainsi, par exemple, si dans la machine représentée par la figure 62, le volant pesait $10000^{kil.}$, et que la vitesse de sa jante, au moment du passage de la manivelle aux points morts, fût de 1^m par seconde, sa force vive, serait

$$\frac{Pv^2}{2g} = \frac{10000 \,.\, (1^m)^2}{19,62} = 509,7 \text{ kilogrammètres,}$$

et ce travail devrait être ajouté à T, dans la formule (I), pour déterminer la vitesse de la maîtresse-tige en chacun des points de la course.

Le volant, dans les machines de cette espèce, ne sert pas, à proprement parler, de moyen de régularisation de la vitesse; il sert à produire la variation de vitesse qui convient à l'opération qui s'exécute. S'il était trop lourd et régularisait la vitesse au delà de certaines limites, il deviendrait un obstacle au développement de la puissance possible de la machine ; les courses dureraient trop longtemps et il ne serait possible d'en fournir qu'un petit nombre.

La règle qu'il faut observer est celle-ci : donner au volant le poids le plus faible possible, sans descendre jusqu'à la limite où la course deviendrait trop rapide et où il se produirait dans les pompes des coups de bélier à l'instant de la fermeture de leurs soupapes.

Plus la détente est restreinte, moins il y a de travail à emmagasiner et à restituer par le volant, et plus il peut être léger sans que la durée de la course devienne trop faible.

Si la machine motrice fonctionnait sans détente, le volant deviendrait inutile, ou tout au moins ne servirait qu'à faciliter le passage de la manivelle aux points morts, si l'on conservait cette manivelle pour limiter la course des pistons. Avec la pression de la vapeur maintenue à peu près constante pendant toute la course, il est évidemment possible, sans masses en mouvement, de fournir cette course dans le temps qui convient à la nature de la résistance.

Pour chaque poids de volant, il y a un degré d'admission de la vapeur dans le cylindre moteur, qui convient le mieux au développement de la puissance maxima de l'appareil ; c'est celui pour lequel le travail à emmagasiner et à restituer ne produit sur la maîtresse-tige que le maximum de vitesse qu'elle puisse prendre sans inconvénient pour les pompes.

Il en résulte que si un volant était trop léger pour une détente déterminée, il pourrait devenir suffisant pour une détente moindre qui augmenterait la durée de la course.

On peut aussi fonctionner dans de bonnes conditions avec des volants un peu trop légers, en introduisant dans la machine motrice, la compression de la vapeur à la fin de chaque course; on diminue ainsi le nombre de courses dans un temps donné, en

diminuant la vitesse pendant la dernière partie de ces courses, et l'on réalise en outre tous les avantages inhérents à ces coussins de vapeur et dont l'annulation plus ou moins complète de l'influence fâcheuse des espaces nuisibles, est le plus important. Nous connaissons des machines dans lesquelles on n'a pu introduire une détente assez prolongée qu'à la faveur de ces coussins de vapeur qui sont, en outre, si favorables aux changements de direction du mouvement des masses considérables.

Depuis quelque temps, on a remplacé, dans quelques unes de ces machines, le cylindre moteur unique, par la disposition à deux cylindres, de Woolf. Il est clair que, par cette substitution, on a régularisé le travail moteur dans une mesure considérable, de façon à réduire dans la même proportion, les quantités de travail qui doivent être mises en magasin par les pièces importantes des appareils. Un volant léger, relativement au poids qu'il devrait avoir dans une machine à un seul cylindre, peut donc suffire pour ralentir la vitesse jusqu'à la même limite, pour le même degré de détente ; ou bien, avec le même volant, on peut pousser la détente beaucoup plus loin dans l'appareil à deux cylindres. Ceux-ci, en général, peuvent fonctionner à longue détente avec des volants d'un poids relativement faible, et le calcul de ceux-ci peut se faire par les règles que nous avons posées, après avoir formé le tableau des différences entre les travaux moteur et résistant, en chacun des points de la course. Il faut craindre les volants trop lourds dans ces dernières machines, parce qu'ils peuvent en diminuer notablement la puissance possible.

Nous n'irons pas plus loin dans l'étude de ces utiles appareils qu'il serait possible d'analyser bien plus complètement, mais nous sommes obligés de restreindre cette étude et nous pensons avoir suffisamment insisté sur tous les principes fondamentaux nécessaires à la prévision de leurs effets, pour que le lecteur puisse, avec leur aide, résoudre tous les problèmes particuliers qui peuvent se présenter dans l'établissement des machines nouvelles.

RÉGULARISATION DE LA VITESSE DES MACHINES, PAR ACTION DIRECTE SUR LA SOURCE DE TRAVAIL MOTEUR.

Le volant dont nous avons étudié les effets sur la marche des machines, ne sert qu'à empêcher la vitesse de s'écarter outre mesure d'une certaine vitesse moyenne que l'on adopte, pendant la durée d'une révolution, et il faut encore, pour satisfaire à cette condition, que les travaux moteur et résistant soient égaux pendant chacune de ces révolutions. Si le travail moteur transmis à l'arbre de la manivelle, l'emportât, pendant un certain nombre de tours, sur le travail de toutes les résistances, le volant, tout en empêchant les trop grands écarts dans chacun de ces tours, n'empêcherait pas une accélération générale de vitesse pendant cette période, ou une augmentation du nombre de tours par minute ; et réciproquement, si pendant cette période, c'était le travail résistant qui l'emportât sur le travail moteur dans chaque tour, le volant n'empêcherait pas une diminution continuelle du nombre de tours par minute, ni l'arrêt final de la machine, si la période de ralentissement continu était assez longue.

Il y a aussi des circonstances dans lesquelles le volant sert, non seulement à régulariser la vitesse dans chaque tour, mais encore à emmagasiner et à restituer des quantités considérables de travail, correspondantes à des différences entre les travaux moteur et résistant, tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, qui se continuent pendant un certain nombre de tours successifs ; sans aller, toutefois, jusqu'au point où la vitesse deviendrait assez grande pour compromettre l'existence de la machine et des ouvriers, ou serait assez ralentie pour que le mouvement devînt nul. Les volants de laminoirs, par exemple, remplissent ce genre de fonction ; ils restituent pendant le laminage du fer et en diminuant progressivement de vitesse, le travail qu'ils avaient emmagasiné pendant la période de marche à vide de la machine dont la puissance normale serait insuffisante pour subvenir à l'énorme consommation de travail qui se fait pendant le laminage.

Dans la plupart des circonstances, il est indispensable pour la bonne exécution de l'ouvrage que l'on exécute, de maintenir moyennement uniforme, le nombre de tours des machines par minute.

On emploie alors, en même temps que le volant, des appareils particuliers nommés *régulateurs* ou *modérateurs*, dont le mouvement est solidaire de celui de l'arbre du volant et qui diminuent ou agrandissent la section de l'ouverture que traverse la vapeur en passant de la chaudière au cylindre, suivant que le mouvement s'accélère ou se ralentit.

Dans d'autres circonstances, les accélérations ou les diminutions de vitesse sont neutralisées par la diminution ou par l'augmentation de la durée de l'admission de la vapeur dans les machines à détente, et ces durées sont régies par le régulateur. Enfin, dans quelques circonstances, il importe que la vitesse puisse être augmentée ou diminuée au gré du mécanicien, pour les besoins du service, comme dans les machines de bateaux, dans les locomotives, dans certaines machines d'épuisement.... *Le modérateur* se compose alors, tout simplement, d'une soupape ou d'une glissière placée sur le trajet de la vapeur qui se rend au cylindre et que le mécanicien manœuvre à la main pour régler la dépense de vapeur d'après la vitesse dont il a besoin.

Dans tous les cas, les chaudières sont supposées capables de fournir la quantité de vapeur nécessaire à la marche de la machine dans les conditions de vitesse déterminées par le modérateur ou le régulateur.

Nous ne nous occuperons ici que des régulateurs automatiques, c'est-à-dire qui fonctionnent sous l'action de la machine motrice, laquelle se trouve ainsi chargée de régler sa propre vitesse; parce que ce sont les seuls dont les règles d'établissement soient dépendantes de considérations théoriques assez importantes.

Le nombre de ces appareils qui ont été imaginés depuis 20 ans, est considérable et quelques uns ont été étudiés avec un soin extrême pour les approprier le mieux possible à la fonction qu'ils doivent accomplir dans le mouvement des machines

à rotation continue. Comme nous ne pouvons les examiner tous, parce que cette étude nous conduirait trop loin, nous nous contenterons d'en étudier deux ou trois de ceux qui ont été le plus souvent appliqués et qui ont rendu de bons services; ce ne seront peut-être pas les plus parfaits de tous, en théorie, mais, dans l'application, ils ont suffi à tous les besoins de régularisation de la vitesse.

Pendule conique ou régulateur à force centrifuge de Watt.

Nous n'entrerons pas dans les détails de construction de cet appareil si connu des mécaniciens, et nous ne l'étudierons que sur ses lignes primitives.

L'appareil se compose, fig. 66, d'un arbre vertical SK qui reçoit de l'arbre moteur de la machine, un mouvement de rotation continu ; d'une petite traverse AB fixée sur l'arbre SK ; de deux bras, BC et AD, articulés à la petite traverse en A et en B et portant à leurs extrémités C et D, deux boules d'un poids plus ou moins considérable ; de deux bielles E*m* et G*n* articulées aux bras en E et G d'un côté, et de l'autre, en *m* et *n*, à un manchon qui peut se mouvoir de haut en bas et de bas en haut sur l'arbre SK, mais qui est forcé de participer à son mouvement de rotation. Ce manchon O porte une gorge embrassée par la fourchette d'un levier de communication de mouvement à la soupape régulatrice du passage de la vapeur de la chaudière au cylindre ; ce levier est la seule pièce de l'appareil qui ne participe pas au mouvement général de rotation.

Pour une certaine vitesse de rotation, la force centrifuge que développent les boules C et D fait équilibre à leur poids P et l'appareil conserve, par exemple, la position représentée dans la figure. Si la vitesse de rotation augmente, et avec elle la force centrifuge, les boules s'écartent et soulèvent par l'intermédiaire des bielles, le manchon O qui ferme plus ou moins le passage à la vapeur pour ralentir cette vitesse. Si la vitesse normale diminue, la force centrifuge devient insuffisante pour contrebalancer le poids des boules qui se rapprochent ; le manchon O

descend et augmente l'ouverture de passage de la vapeur, pour relever la vitesse.

Dans ce qui va suivre, nous admettrons que l'on néglige les effets de force centrifuge des bras et des bielles, qui sont toujours très faibles relativement à ceux des boules.

Pour que les bras de l'appareil ne manifestent aucune tendance à s'écarter ou à se rapprocher de l'axe de rotation, il faut évidemment, que le poids P de chaque boule et la force centrifuge F que développe son mouvement de rotation, aient une résultante R dont la direction passe par le point d'attache des bras ; soit, pour la boule C, la direction CB.

Dans ces conditions, les deux triangles SxC et Cdq qui ont leur côtés parallèles, sont semblables et donnent

$$Sx \text{ ou } L : xC \text{ ou } r = P : F ; \quad \text{d'où} \quad F = \frac{Pr}{L} ;$$

r, distance de l'axe au centre des boules, se nomme le *rayon* du régulateur,

L, hauteur du triangle formé par la ligne qui joint les centres des boules et par les deux lignes menées par ces centres et les points d'attache des bras jusqu'à l'axe, se nomme la *longueur* du régulateur.

D'autre part, la force centrifuge de la boule C est égale à

$$\frac{Pu^2r}{g} = F,$$

en désignant par u la vitesse angulaire.

Si on représente maintenant par T la durée d'une révolution de l'appareil, la vitesse u sera exprimée par

$$u = \frac{2\pi}{T} ; \quad \text{d'où} \quad u^2 = \frac{4\pi^2}{T^2}.$$

En substituant cette valeur de u^2 dans l'expression ci-dessus de la force centrifuge, elle devient

$$F = \frac{P4\pi^2r}{gT^2};$$

et si l'on égale les deux expressions de la même force centrifuge, que nous venons de trouver, on a l'équation

$$\frac{Pr}{L} = \frac{4P\pi^2r}{gT^2} ; \quad \text{d'où} \quad T = 2\pi\sqrt{\frac{L}{g}}.$$

Or la durée T de l'oscillation d'un pendule simple de longueur L, d'après les lois de la mécanique générale, est

$$T = \pi \sqrt{\frac{L}{g}}.$$

Donc, *pour l'équilibre du régulateur à force centrifuge, en marche normale de la machine, la durée de chacune de ses révolutions doit être double de la durée de l'oscillation du pendule simple de même longueur.*

C'est ce rapport constant, entre les durées des révolutions et des oscillations, pour les deux appareils de même longueur, et la surface conique décrite par les bras du régulateur, qui ont fait donner autrefois le nom de *pendule conique* à ce dernier, quoiqu'il n'eût rien du pendule dont le caractère principal est d'osciller.

Ce résultat est tout à fait indépendant du poids des boules et du rayon r de la circonférence que décrit leur centre.

On peut aussi tirer des équations

$$F = \frac{Pu^2 r}{g} \quad \text{et} \quad F = P\,\frac{r}{L},$$

l'équation

$$\frac{Pu^2 r}{g} = \frac{Pr}{L};$$

d'où

$$u = \sqrt{\frac{g}{L}}; \qquad (A)$$

expression de la vitesse angulaire du régulateur, correspondante à l'équilibre des boules dans une position quelconque des bras de l'appareil. La longueur L peut être déterminée de la manière suivante (fig. 66) :

on a d'abord $\quad SC \,.\, \cos a = L$;

puis, deux triangles semblables SCx et BCn', qui donnent

$$SC : BC = Cx : Cn'.$$

Si l'on fait $Be = d$ et $BC = b$, cette proportion devient

$$SC : b = b \sin a + d : b \sin a ;$$

d'où

$$SC = \frac{b \sin a + d}{\sin a};$$

$$\text{ce qui donne } L = \frac{b \sin a + d}{\sin a} \cos a = \frac{b \sin a + d}{\operatorname{tang} a}. \qquad (B)$$

Lorsque le régulateur s'écarte de sa vitesse normale, il faut que cet écart de vitesse ait atteint une certaine valeur pour que les boules se rapprochent ou s'éloignent, même lorsque toutes les pièces de l'appareil ont été équilibrées par un contrepoids placé sur le levier à fourchette, ou autrement, de façon que le mouvement du manchon soit également facile dans les deux sens lorsque les boules sont enlevées, parce que la communication de mouvement à la soupape régulatrice présente toujours une certaine résistance.

De plus, il est clair que les variations de force centrifuge des boules, correspondantes aux variations de vitesse, seront d'autant plus grandes que les boules seront plus pesantes, et que si elles sont très lourdes, il ne faudra pas un grand écart de vitesse pour déterminer les mouvements dans un sens ou dans l'autre, suivant le sens de l'écart de la vitesse normale.

Le problème à résoudre se présente alors sous la forme suivante, déterminer le poids qu'il faut donner aux boules pour qu'elles s'éloignent ou se rapprochent, en surmontant une résistance connue au mouvement du manchon, lorsque l'écart de vitesse est devenu une fraction déterminée de la vitesse de régime.

Ordinairement on assigne l'angle a que les bras du régulateur doivent faire avec la verticale dans la position d'équilibre des boules, et dont ils ne doivent s'écarter que lorsque la vitesse dépasse cette vitesse de régime ou lui devient inférieure, d'une quantité déterminée.

Avant d'aborder la solution de cette question, nous indiquerons comment l'angle β que les bielles font avec la verticale, peut être déterminé pour un angle a quelconque des bras avec cette verticale. La connaissance de cet angle, pour des dimensions quelconques des diverses parties du régulateur, facilitera beaucoup notre recherche.

Représentons par une seule lettre, les longueurs des diverses

parties de l'appareil qui sont invariables pour un angle a quelconque, et faisons :

$$Be = d\,;\quad BE = a\,;\quad BO = b\,;\quad mE = l\,;\quad mz = i.$$

Les deux triangles BEt et HEg sont semblables et fournissent

$$HE : a = a \sin a + d - i : a \sin a\,;$$

d'où $$HE = \frac{a\,(a \sin a + d - i)}{a\,.\,\sin a} = \frac{a \sin a + d - i}{\sin a}.$$

Dans le triangle HEm, on a, d'autre part,

$$HE : Em \text{ ou } l = \sin \beta : \sin a\,;$$

d'où

$$\sin \beta = \frac{HE\,.\,\sin a}{l} = \frac{\sin a\,(a \sin a + d - i)}{l\,.\,\sin a} = \frac{a\,.\sin a + d - i}{l}. \quad (C)$$

L'angle β sera déterminé par ce sinus, dans toutes les positions que l'on voudra assigner aux bras et, dans toutes ces positions, l'angle BEI sera égal à $a + \beta$.

Supposons maintenant que le manchon O offre une résistance au mouvement, égale à p dans les deux sens, et cherchons le poids qu'il faut donner à chaque boule pour qu'elles commencent à s'écarter et à soulever le manchon ou à se rapprocher en abaissant ce manchon, quand la vitesse normale de l'appareil ou de la machine motrice, a augmenté ou diminué de $\frac{1}{n}$ de cette vitesse normale.

La résistance p sera vaincue par deux efforts p' exercés par les bielles, et si l'on représente par OE et OG ces efforts p', leur résultante égale à p sera représentée par la diagonale du parallélogramme construit sur ces deux longueurs égales, ou par 2 . Oy, et l'on aura

$$p : p' = 2Oy : OE\,;\quad \text{d'ou}\quad p' = p\,\frac{OE}{2\,.\,Oy}\,;$$

Mais $$OE : Oy = 1 : \cos \beta \quad \text{ou} \quad \frac{OE}{Oy} = \frac{1}{\cos \beta},$$

ce qui donne $$p' = \frac{p}{2 \cos \beta}.$$

Cet effort sera le même, qu'il s'agisse d'élever ou d'abaisser le

manchon ; dans le premier cas, la bielle agirait par traction sur le manchon ; dans le second, elle agirait par compression et, dans les deux cas, le moment de cet effort relativement à l'axe de rotation B du bras, sera

$$\frac{p}{2 \cos \beta} a \sin (a + \beta). \qquad \text{(D)}$$

Si l'on désigne maintenant par

p'' l'effort horizontal appliqué en C qui aura un moment égal à celui de cette résistance au soulèvement du manchon,

et par p''' l'effort vertical appliqué au même point et qui aura aussi le même moment appliqué à l'abaissement du manchon.

Il viendra $$p'' \, b \cos a = \frac{p}{2 \cos \beta} a \sin (a + \beta), \qquad \text{(E)}$$

et $$p''' \, b \sin a = \frac{p}{2 \cos \beta} a \sin (a + \beta). \qquad \text{(F)}$$

Ce sont les valeurs de p'' et de p''' qu'il faut maintenant déterminer en fonction de la vitesse angulaire de l'appareil, des dimensions de ses diverses parties, du poids des boules et des limites de variation imposées à la vitesse.

Détermination de p''. Si F est la force centrifuge correspondante à l'équilibre des boules sans résistance au manchon, la force centrifuge devra croître et devenir F', telle que l'excédent de F' sur F soit égal à p'',

d'où $$F' - F = p''.$$

Pour la force centrifuge F, la vitesse angulaire est la vitesse normale u ;

Pour la force centrifuge F', la vitesse normale u doit être dépassée et devenir $u + \frac{u}{n}$, d'après les conventions primitives.

On aura donc en désignant par P le poids de chaque boule,

$$F = \frac{Pu^2 r}{g} \quad \text{et} \quad F' = \frac{Pr}{g} \left(u + \frac{u}{n}.\right)^2 = \frac{Pu^2 r}{g} \left(\frac{n+1}{n}\right)^2;$$

d'où $\frac{Pu^2r}{g}\left[\left(\frac{n+1}{n}\right)^2-1\right]=p''$ ou, en faisant quelques réductions, $p''=\frac{Pu^2r}{g}\frac{(2n+1)}{n^2}$.

D'autre part, on a d'après la figure,

$$r=b\sin a+d, \text{ ce qui donne}$$

$$p''=\frac{Pu^2}{g}\times\frac{2n+1}{n^2}(b\sin a+d),$$

et si l'on égale le moment de cette puissance, $p''\ b\cos a$, au moment de la résistance , (E), il viendra :

$$\frac{b\cos a\,.\,Pu^2(2n+1)(b\sin a+d)}{gn^2}=\frac{p}{2\cos\beta}\,a\sin(a+\beta);$$

d'où $$P=\frac{p\,a\sin(a+\beta)\,g\,n^2}{u^2(b\sin a+d)\,2\cos\beta\,(2n+1)\,b\cos a}. \qquad (G)$$

Le poids P de chaque boule, toutes choses égales d'ailleurs, doit donc être proportionnel à la résistance p du manchon et en raison inverse du carré de la vitesse angulaire, pour toutes les positions de l'appareil.

Détermination de p'''. Dans ce second cas, qui correspond à l'abaissement du manchon, la force centrifuge normale F doit diminuer suffisamment pour qu'une partie du poids P_1 de la boule, seulement, soit nécessaire pour faire équilibre à la nouvelle force centrifuge F'', afin que l'autre partie qui restera disponible, soit égale à p'''. Il doit donc y avoir équilibre entre cette force centrifuge F'' et le poids P_1-p''' ; autrement dit la résultante de P_1-p'' et de F'' doit avoir la direction Cq.

Supposons que Cm' représente P_1-p''' et Cz' la force centrifuge F''. Les deux triangles semblables SxC et $Cm'y'$ donneront

$$L:r=P_1-p''':F''; \quad \text{d'où} \quad p'''=P_1-F''\frac{L}{r}.$$

Si l'on admet que le manchon doit commencer à s'abaisser quand la vitesse angulaire normale u a diminué de $\frac{u}{n}$, on aura

$$F''=\frac{P_1r}{g}\left(u-\frac{u}{n}\right)^2=\frac{P_1u^2r}{g}\left(\frac{n-1}{n}\right)^2,$$

et $p''' = P_1 - \frac{P_1 u^2 r L}{gr}\left(\frac{n-1}{n}\right)^2 = P_1 - \frac{P_1 u^2 L}{g}\left(\frac{n-1}{n}\right)^2$.

Comme, d'après l'expression (B), $L = \frac{b \sin a + d}{\tang a}$,

le moment de p''', qui est $p''' b \sin a$, d'après l'expression (F), se présentera sous la forme suivante :

$$P_1 b \sin a \left[\frac{g \tang a - u^2 (b \sin a + d)\left(\frac{n-1}{n}\right)^2}{g \tang a}\right].$$

Si maintenant on égale ce moment à celui de la résistance, (D), et que l'on tire de l'égalité, la valeur de P_1, on trouve :

$$P_1 = p \frac{g \tang a \, a \sin (a + \beta)}{2 \cos \beta \, . \, b \sin a \left[g \tang a - u^2 (b \sin a + d)\left(\frac{n-1}{n}\right)^2\right]}. \quad \text{(H)}$$

Application numérique. Supposons que l'on adopte pour résistance du manchon à la montée comme à la descente, et pour dimensions des parties principales de l'appareil, les valeurs suivantes :

$p = 5^{\text{kll.}}$	$l = 0^{\text{m}},45$
$b = 0^{\text{m}},50$	$i = 0^{\text{m}},08$
$a = 0^{\text{m}},30$	$d = 0^{\text{m}},10$

et que l'angle que les bras du régulateur font avec la verticale pendant la marche normale de l'appareil, soit de 30°; puis, que l'on veuille connaître le poids de chaque boule, pour que le mouvement du manchon commence dans un sens ou dans l'autre, quand la vitesse s'est écartée de $\frac{1}{20}$ de la vitesse de régime, ce qui donne $n = 20$.

L'angle a étant de 30°, on aura

$$\sin a = 0{,}50 \; ; \; \cos a = 0{,}866 \; ; \; \tang a = 0{,}577.$$

L'expression (B) fournira

$$L = \frac{0^{\text{m}},50 \, . \, 0{,}50 + 0^{\text{m}},10}{0{,}577} = 0^{\text{m}},606.$$

L'expression (A) donnera pour vitesse angulaire normale,

$$u = \sqrt{\frac{9^{\text{m}},8088}{0{,}606}} = 4^{\text{m}},023 \quad \text{et} \quad u^2 = 16{,}186.$$

De l'expression (C) on tirera

$$\sin\beta = \frac{0^m,30 \,.\, 0,50 + 0,^m10 - 0^m,08}{0,45} = 0,3778.$$

Ce sinus correspond à un angle de $22^\circ,12$ et $\cos\beta = 0,9258$. L'équation (G) fournit alors :

$$\text{(M)} \quad P = \frac{5^{\text{kil.}} \,.\, 0,30 \sin(30^\circ + 22^\circ,12)\, 9^m,8088 \,.\, 400}{16,186\,(0^m,50 \,.\, 0,50 + 0^m,10)\, 2 \,.\, 0,9258 \,.\, 41 \,.\, 0,433} = 24^{\text{kil.}},96.$$

L'équation (H) fournit dans les mêmes conditions :

$$\text{(N)} \quad P_1 = \frac{5^{\text{kil.}} \,.\, 9^m,8088 \,.\, 0,577 \,.\, 0^m,30 \sin(30^\circ + 22^\circ,12)}{2 \,.\, 0,9258 \,.\, 0^m,30 \,.\, 0,50\left[9^m,8088 \,.\, 0,577 - 16,186(0^m,50 \,.\, 0,50 + 0,10)\frac{361}{400}\right]} = 26^{\text{kil.}},46.$$

Les boules doivent donc être plus pesantes pour commencer le mouvement de haut en bas du manchon, que pour commencer son mouvement de bas en haut, pour le même écart de la vitesse correspondante à l'équilibre sans résistance opposée par ce manchon ; mais on pourrait supprimer cet inconvénient en n'équilibrant pas tout à fait les pièces du régulateur autres que les boules.

Pour cela, il faudrait laisser à ces pièces, un excédent sur le contrepoids, tel, que la diminution de la résistance p du manchon à la descente et l'augmentation de sa résistance au soulèvement, fussent précisément celles qui rendront égales les deux valeurs de P et de P_1.

Représentons par :

P_2 ce poids des boules pour commencer ce mouvement après le même écart de la vitesse moyenne, dans les deux sens;

x l'effort qui, ajouté à la résistance p de bas en haut, et provenant d'un contrepoids trop faible pour équilibrer les branches de l'appareil, satisfera à la condition proposée;

A tout le second membre de l'équation (M) moins le facteur $p = 5^{\text{kil.}}$.

A' tout le second membre de l'équation (N) moins le même facteur $p = 5^{\text{kil.}}$.

Ces équations deviendront

$$P = 5 \,.\, A = 24^{\text{kil.}},96 \quad \text{et} \quad P_1 = 5 \,.\, A' = 26^{\text{kil.}},46\,;$$

On tire de là

$$A = 4{,}992 \quad \text{et} \quad A' = 5{,}292.$$

On aura alors, pour l'élévation du manchon,

$$(5^{\text{kil.}} + x\,.)\,4{,}992 = P_2 \quad \text{et, pour la descente,}$$

$$(5^{\text{kil.}} - x)\,5{,}292 = P_2.$$

On tire de là : $x = 0^{\text{kil.}},146$ et $P_2 = 25^{\text{kil.}},689$.

L'effort à la montée serait alors de $5^{\text{kil.}}146$.

et l'effort à la descente, de $4^{\text{kil.}},854$.

Cet appareil présente un inconvénient assez grave : lorsque la vitesse de rotation est devenue assez grande pour commencer l'écartement des boules et qu'un petit mouvement dans ce sens s'est produit, la longueur L du régulateur diminue, la vitesse angulaire nécessaire pour maintenir les boules dans leur nouvelle position, sans résistance, augmente, et l'excédent de la force centrifuge destiné à continuer le mouvement, diminue ; la résistance p dont le moment représenté par l'expression (D), augmente, ne peut plus alors être vaincue et, pour continuer le mouvement, il faut un nouvel accroissement de vitesse. Il est clair qu'il peut s'établir alors une nouvelle vitesse de régime de la machine motrice, plus grande que la vitesse de régime primitivement adoptée et que cet effet de vitesse de régime toujours croissante peut se continuer jusqu'à ce que la soupape modératrice que le régulateur ferme progressivement, se soit assez fermée pour que la vitesse de la machine en soit ralentie, même dans l'hypothèse où la tension de la vapeur que fournit la chaudière, aurait augmenté, ou bien dans l'hypothèse où les résistances générales au mouvement du moteur auraient diminué.

L'inverse se produit dans les diminutions de vitesse quand les boules se sont un peu rapprochées, la longueur L augmente, la vitesse angulaire correspondante à cette nouvelle longueur, pour l'équilibre sans résistance, diminue et il ne reste plus disponible, pour abaisser le manchon, qu'un moindre excédent du poids des boules, de sorte que le régulateur arrive à une

nouvelle position où il s'arrête, sous la vitesse ralentie de la machine et, si le léger agrandissement de l'ouverture de la soupape régulatrice, qui s'est produit, n'a pas augmenté la vitesse, il faudra un nouveau ralentissement pour agrandir encore cette ouverture et rétablir la vitesse normale.

L'appareil manque donc de *sensibilité*, il ne prévient pas suffisamment les écarts de la vitesse de régime, et il permet à la machine motrice, dans certaines conditions de fonctionnement, de prendre des vitesses différentes les unes des autres, et dont chacune peut se continuer pendant longtemps lorsque les plus petits mouvements du manchon ne changent la position de la soupape modératrice que d'une quantité insuffisante pour modifier sensiblement la tension de la vapeur à l'admission dans le cylindre.

Ce défaut de sensibilité augmente avec la longueur de la traverse $Be = d$, et l'on voit, à la simple inspection de la figure, que la longueur $L = Sx$ augmente ou diminue d'autant plus pour le même mouvement angulaire des bras du régulateur, que d est plus grand.

Pour mettre ce défaut de sensibilité plus en évidence, nous allons continuer l'application numérique que nous avons adoptée ci-dessus, et nous supposerons que les bras du régulateur, chargés du poids de $25^{kil.},689$ qui correspond à l'égalité d'action de ce régulateur dans les deux sens, lorsque la résistance à l'ascension du manchon est de $5^{kil.},146$ et sa résistance à la descente, de $4^{kil.},854$, nous supposerons, disons-nous, que ces bras peuvent décrire des angles de 10° de part et d'autre de leur position normale dans laquelle il font des angles de 30° avec la verticale. Cette hypothèse revient à supposer que le régulateur n'a pas pu ralentir la vitesse avant que ses bras se fussent relevés de 10° au delà de leur position normale, et qu'il n'a pu relever cette vitesse avant qu'ils se fussent abaissés de 10° au dessous de cette position normale.

Nous admettrons encore que les résistances de $5^{kil.},146$ et de $4^{kil.},854$ à la montée et à la descente du manchon, sont restées constantes, et nous chercherons jusqu'où auront pu s'étendre les variations de la vitesse de part et d'autre de la vitesse

normale correspondante à l'équilibre sans résistance au manchon, sous l'angle de 30°.

VITESSE A LA LIMITE DE LA COURSE MONTANTE. A cette limite, les bras font, avec la verticale, un angle de $40° = a$.

Pour cet angle de 40°, les expressions générales que nous avons déjà appliquées ci-dessus, donnent :

$\sin 40° = 0{,}643$; $\cos 40° = 0{,}766$; $\operatorname{tang} 40° = 0{,}839$;

$\sin \beta = 0{,}4731$, ce qui correspond à un angle de 28°,14'

et fournit $\cos \beta = 0{,}881$;

$a + \beta = 40° + 28°{,}14 = 68°{,}14$; d'où $\sin (a + \beta) = 0{,}9287$.

$$L = 0^m{,}5023 \; ; \quad u = \sqrt{\frac{9{,}8088}{0{,}5023}} = 4^m{,}420 \quad \text{et} \quad u^2 = 19{,}526,$$

enfin $r = 0^m{,}4215$.

Le moment de la résistance à la montée sera, d'après l'expression (D),

$$\frac{p}{2 \,.\, \cos \beta} a \sin (a + \beta) = \frac{5^{\text{kil.}}{,}146 \,.\, 0^m{,}30 \,.\, 0.9287}{2 \,.\, 0{,}881} = 0{,}8136.$$

Le moment de la force $p'' = F' - F$ qui doit faire équilibre à celui-ci, est

$$p'' \, b \,.\, \cos 40° = p'' \, 0^m{,}50 \,.\, 0{,}766 = 0{,}383 \,.\, p''.$$

En égalant les deux moments, il vient :

$$0{,}383 \, p'' = 0{,}8136 \; ; \quad \text{d'où} \quad p'' = 2^{\text{kil.}}{,}1243.$$

C'est l'excédent que doit présenter la force centrifuge F' sur la force centrifuge F qui correspond à l'équilibre des boules sans résistance au manchon, dans cette position des bras.

Soient :

$u = 4^m{,}420$, la vitesse angulaire correspondante à la force F

u' » » la force F' ;

Il viendra

$$F = \frac{P_2 u^2 r}{g} = \frac{25^{\text{kil.}}{,}689 \,.\, u^2 \,.\, 0^m{,}4215}{9{,}81}$$

$$F' = \frac{P_2 u'^2 r}{g} = \frac{25^{\text{kil.}}{,}689 \,.\, u'^2 \,.\, 0^m{,}4215}{9{,}81},$$

$$p'' = F' - F = \frac{P_2 r}{g} (u'^2 - u^2) \; ;$$

et $$2^{\text{kil.}},1243 = \frac{25^{\text{kil.}},689 \,.\, 0^{\text{m}},4215}{9,81} (u'^2 - 19,526);$$

d'où $$u' = 4^{\text{m}},631.$$

Donc, pour que le manchon s'élève de la quantité correspondante à un mouvement angulaire des bras, de 10° au delà de la position en marche normale, il faut que la vitesse angulaire du régulateur passe de la vitesse normale que nous avons trouvée de $4^{\text{m}},023$ à la vitesse angulaire de $4^{\text{m}},631$, tandis que le mouvement ascendant avait commencé à la vitesse de

$$4^{\text{m}},02 + \frac{4^{\text{m}}.02}{20} = 4^{\text{m}},221.$$

Vitesse a la limite de la course descendante. Les bras, à cette limite de la course, ne font plus avec la verticale qu'un angle de 20°.

Les mêmes expressions générales que ci-dessus, nous donneront pour cet angle de 20° :

$$\sin 20^\circ = 0,342 \,;\quad \cos 20^\circ = 0,9397 \,;\quad \text{tang } 20^\circ = 0,364 \,;$$

$\sin \beta = 0,2724$, ce qui correspond à un angle de 15°,49′,

et donne $$\cos \beta = 0,962.$$

D'autre part : $a + \beta = 35^\circ,49$ et $\sin (a + \beta) = 0,5852$;

puis $L = 0^{\text{m}},7445$; $u = \sqrt{\frac{g}{L}} = 3^{\text{m}},629$; $u^2 = 13,175$;

et enfin $$r = b \sin a + d = 0^{\text{m}},271.$$

Le moment de la résistance à la descente, en ce point de la course du manchon, est

$$\frac{4^{\text{kil.}},854}{2 \cos \beta} a \sin (a + \beta) = \frac{4,854}{2 \,.\, 0,962} 0^{\text{m}},30 \,.\, 0,5852 = 0,4428.$$

Pour le moment de la puissance, à la descente, on a :

$$p''' \, b \sin a = p''' \,.\, 0^{\text{m}},50 \,.\, 0,342 = 0,171 \,.\, p'''$$

d'où $$0,171 \,.\, p''' = 0,4428 \,;\quad \text{et} \quad p''' = 2^{\text{kil.}}5894.$$

Si F″ désigne la force centrifuge en ce moment, on aura

$$P_2 - p''' : F'' = \cos 20^\circ : \sin 20^\circ,$$

ou $$25^{\text{kil.}},689 - 2^{\text{kil.}},5894 : F'' = 0,342 : 0,9397 \,;$$

d'où $$F'' = 8,40825.$$

Si u'' désigne la vitesse angulaire sous laquelle se développe cette force centrifuge, il viendra :

$$8{,}40825 = \frac{P_1 u''^2 r}{g} = \frac{25^{\text{kil.}},689 \,.\, 0^{\text{m}},271}{9{,}81} u''^2 ;$$

d'où $$u''^2 = 11{,}866 \quad \text{et} \quad u'' = 3^{\text{m}},444.$$

Ainsi le mouvement descendant qui avait commencé sous l'angle de 30° à la vitesse angulaire de

$$4^{\text{m}},023 - \frac{4^{\text{m}},023}{20} = 3^{\text{m}},822,$$

n'a pu se continuer jusqu'à l'angle de 20° avec cette verticale, sans que la vitesse angulaire descendît progressivement jusqu'à $3^{\text{m}},444$.

On peut traduire toutes ces vitesses angulaires en nombre de tours par minute :

A l'unité de distance, le chemin parcouru par tour est $2\pi = 6{,}283$; en N tours, par minute, il est de 6,283 . N, et par seconde, de

$$\frac{6{,}283 \,.\, N}{60} = u = 0{,}1047 \,.\, N.$$

d'où $$N = \frac{u}{0{,}1047}.$$

En divisant toutes les vitesses angulaires calculées ci-dessus par ce nombre 0,1047, nous trouvons :

		Nombre de tours par minute.
Pendant la marche normale sous l'angle de 30°,	$\frac{4^{\text{m}},023}{0{,}1047}$	= 38,424;
pour commencer l'ascension du manchon,	$\frac{4^{\text{m}},221}{0{,}1047}$	= 40,315;
pour commencer la descente de ce manchon,	$\frac{3^{\text{m}},822}{0{,}1047}$	= 36,504;
à la fin de la montée, angle de 40°, . . .	$\frac{4^{\text{m}},631}{0{,}1047}$	= 44,231;
à la fin de la descente, angle de 20°, . . .	$\frac{3^{\text{m}},444}{0{,}1047}$	= 32,894.

Généralement, dans les applications, on dispose la communication de mouvement à la soupape modératrice, de façon à

diminuer ces angles d'écart de part et d'autre de la position normale de l'appareil, en rendant cette soupape modératrice très sensible au mouvement du manchon, et en lui faisant parcourir, pour chaque mouvement très restreint de ce manchon, un chemin assez long pour modifier sensiblement la section du passage de la vapeur et agir efficacement sur sa tension, afin de prévenir les trop grands écarts de vitesse dans les deux sens.

Dans l'appareil que nous venons d'examiner, la vitesse peut passer de 36,504 tours par minute, à 40,315, sans que le manchon se mette en marche ; soit un maximum d'écart de vitesse, de 3,839 tours ;

ou $\frac{3.811}{38,424} = \frac{1}{10}$ de la vitesse de régime environ.

En dehors de ces limites, le régulateur commencera à fonctionner.

Cette fraction $\frac{1}{10}$ se nomme le *coefficient de régularité ;* il varie avec le poids des boules et avec la résistance de la communication de mouvement à la soupape modératrice.

Celui que l'on adopte généralement, dans les applications, varie de $\frac{1}{18}$ à $\frac{1}{20}$; mais il faut observer qu'il doit toujours, au plus, être égal à celui qui a été adopté pour le volant ; s'il était plus faible, le régulateur oscillerait sans cesse sous l'action des irrégularités de vitesse que le volant aurait laissé subsister pendant chaque tour, et ces oscillations continuelles nuiraient à la marche de la machine. Le régulateur ne doit prévenir qu'un trop grand accroissement ou une trop grande diminution du nombre de tours de la machine par minute, et non les variations de la vitesse dans chaque tour ; c'est le volant qui est chargé de prévenir ces dernières variations.

Dans les applications, le maximum d'amplitude d'oscillation des bras du régulateur dépasse rarement 15° à 20°, et toute la communication de mouvement à la soupape modératrice doit être organisée pour que les mouvements de cette soupape, sous l'action de ce mouvement des bras, soient suffisants pour agir efficacement sur la pression de la vapeur à l'admission et pro-

duire des accroissements ou des diminutions de vitesse lorsque la machine s'écarte, pour un motif quelconque, de la vitesse de régime.

De plus, il convient de faire la traverse d la plus courte que possible, afin d'atténuer le défaut de sensibilité inhérent à la nature de l'appareil et de n'être point obligé à l'emploi de boules d'un poids trop considérable. On fait assez souvent les deux longueurs d et i, égales, ce qui donne au quadrilatère à pans coupés, ABEmnGA, la forme d'un trapèze à pans coupés, lorsque les bielles sont égales à la partie a des bras. Cette dernière disposition est assez fréquemment adoptée par les constructeurs.

Quant au chemin parcouru par le manchon qui manœuvre la communication de mouvement à la soupape modératrice, pour un mouvement angulaire des bras d'une amplitude déterminée, on peut le trouver de la manière suivante (fig. 66) :

Pour l'angle a, la hauteur de l'appareil, de la traverse supérieure au manchon, est

$$ez = a \cos a + l \cos \beta.$$

Pour un autre angle a' auquel correspondrait un autre angle β', la hauteur deviendrait

$$a \cos a' + l \cos \beta'.$$

Pour le mouvement angulaire de a en a', la variation de hauteur du manchon ou le chemin qu'il parcourrait serait donc,

$$a \cos a + l \cos \beta - a \cos a' - l \cos \beta' =$$
$$a (\cos a - \cos a') + l (\cos \beta - \cos \beta').$$

Lorsque $d = i$ et $a = l$, ce qui est le cas le plus ordinaire des applications, le chemin parcouru par le manchon, pour un mouvement angulaire de a à a', est égal à

$$2a (\cos a - \cos a').$$

Dans l'application numérique que nous avons adoptée, l'élévation du manchon, pour un angle de 20° décrit par les bras, à partir de la position inférieure dans laquelle ils font un angle de 20° avec la verticale, et pour les angles β et β' correspondants, que nous avons trouvés de 15°,49′ et de 28°,14′, serait égale à

$$0^m,45\,(\cos 15^\circ,49' - \cos 28^\circ,14') + 0^m,30\,(\cos 20^\circ - \cos 40^\circ) = 0^m,08856.$$

En changeant les valeurs de a ou de l, ou de a et de l en même temps, on peut modifier à volonté la course du manchon pour un mouvement angulaire des bras, d'une amplitude déterminée. Quant à la longueur totale, b, de ces bras, elle peut être à peu près quelconque; plus elle est grande, plus le poids P qu'il faudra attacher à leurs extrémités, sera petit pour un coefficient de régularité donné ; mais généralement on les fait assez courts pour rendre l'appareil moins encombrant, en acceptant l'obligation d'employer des boules d'un poids assez considérable.

Quelques constructeurs, pour réduire dans la mesure du possible, l'espace occupé par ce régulateur, placent les boules sur les articulations des bielles avec les bras. Cela ne change rien aux considérations théoriques que nous avons exposées ci-dessus, toutes les formules auxquelles nous sommes arrivés restent applicables, seulement b y devient égal à a.

Dans ces derniers temps, M. Porter a imaginé une seconde condition de fonctionnement des appareils de cette catégorie, qui permet, à la fois, de réduire leurs dimensions, de les faire tourner beaucoup plus vite et d'augmenter leur sensibilité. Au lieu d'équilibrer les bras, les bielles et le manchon, il n'équilibre plus rien et ajoute même une masse assez considérable au manchon, de façon à produire une tendance à la descente de ce manchon, beaucoup plus considérable que la résistance opposée par la communication de mouvement à la soupape modératrice.

Si l'on représente par Q l'énergie avec laquelle ce manchon tend à descendre sous l'action du poids des pièces de l'appareil et de la surcharge que l'on y ajoute, il est évident que les boules devront soutenir continuellement cette surcharge totale complémentaire et que, dans toutes les positions des bras, leur *vitesse d'équilibre,* c'est-à-dire la vitesse à laquelle leur action sur la communication de mouvement, est suspendue dans les deux sens, doit être telle, que leur force centrifuge fasse équi-

libre à leur propre poids, plus l'excédent nécessaire pour équilibrer la surcharge Q.

Si p désigne, comme précédemment, la résistance de la communication de mouvement à la soupape régulatrice, la force centrifuge des boules devra donner naissance à un effort de bas en haut sur le manchon, qui sera

Q quand l'action sur la communication de mouvement sera suspendue, ou dans les conditions que nous nommons l'état d'équilibre,

$Q + p$ pendant l'ascension du manchon,

$Q - p$ pendant sa descente.

Le poids des bras et des bielles, ne pèse pas tout à fait également sur le manchon, dans toutes les positions de ces pièces, mais les variations de cette partie de l'action de la pesanteur, sont assez faibles pour être négligées, entre les limites de leurs positions extrêmes dans le fonctionnement de l'appareil.

En conservant les mêmes annotations que ci-dessus (fig. 66), et en rapportant ainsi toutes les résistances à surmonter, au manchon, le moment de la résistance à laquelle les boules devront faire équilibre, sera

$$\frac{Q}{2 \cos \beta} a \sin (\alpha + \beta)$$

dans les conditions d'équilibre du manchon ;

$$\frac{Q + p}{2 \cos \beta} a \sin (\alpha + \beta)$$

pendant le mouvement ascendant ;

$$\frac{Q - p}{2 \cos \beta} a \sin (\alpha + \beta)$$

pendant la descente du manchon.

Le moment de la puissance sera, comme précédemment,

$$p'' . b \cos \alpha = (F' - F) b \cos \alpha.$$

F est la force centrifuge correspondante à l'équilibre des boules sans charge et à la vitesse angulaire $u = \sqrt{\frac{g}{L}}$. (A)

Il vient alors :

$$F = \frac{Pr}{g} u^2 ; \quad F' = \frac{Pr}{g} u'^2;$$

et comme $u' = u + \frac{u}{n}$ en désignant toujours par $\frac{1}{n}$ le coefficient de régularité, il vient :

$$p'' b \cos a = (F' - F) b \cos a = \frac{Pr}{g} u^2 \left(\frac{2n+1}{n^2}\right) b \cos a;$$

d'où $$\frac{Pr}{g} u^2 \left(\frac{2n+1}{n^2}\right) b \cos a = \frac{a \sin (a+\beta)}{2 \cos \beta} (Q + p)$$

quand on voudra déterminer le poids des boules pour l'ascension et, en remplaçant $Q + p$ par $Q - p$ dans cette équation, elle servira à déterminer ce poids des boules pour la descente.

Comme $L = \frac{b \sin a + d}{\text{tang } a}$, (B), la vitesse u sera donnée pour toutes les positions des bras du régulateur, par l'expression

$$u = \sqrt{\frac{g}{L}} = \sqrt{\frac{g \,.\, \text{tang } a}{b \sin a + d}} \qquad \text{(M)}$$

Quant à la vitesse d'équilibre u' pour toutes les positions des bras, elle sera évidemment fournie par l'équation

$$\frac{Q}{2 \cos \beta} a \sin (a + \beta) = (F' - F) b \cos a.$$

Or $$F' = \frac{Pr}{g} u'^2 \quad \text{et} \quad F = \frac{Pr}{g} u^2$$

donc $$b \cos a (F' - F) = \frac{Pr}{g} b \cos a \, u'^2 - \frac{Pr}{g} b \cos a \, u^2,$$

et $$\frac{Q \,.\, a \,.\, \sin (a+\beta)}{2 \cos \beta} + \frac{Pr}{g} b \cos a \, u^2 = \frac{Pr \, b \cos a}{g} u'^2 ;$$

d'où $$u'^2 = u^2 + \frac{Q \,.\, g \, a \sin (a+\beta)}{Pr \cos a \,.\, 2 \cos \beta} . \qquad \text{(N)}$$

Cette formule qui donne la vitesse angulaire d'équilibre pour toutes les positions du régulateur, peut donner également la vitesse angulaire qui commencera l'ascension ou la descente du manchon, à partir de l'une quelconque de ces positions d'équilibre, en remplaçant dans le premier cas, Q par $Q + p$ et, dans le second cas, Q par $Q - p$.

Pour mettre plus complètement en évidence toutes les conséquences qui dérivent de ces nouvelles conditions de fonctionnement des régulateurs de Watt, nous reprendrons l'exemple numérique que nous avons adopté, en admettant comme ci-dessus, une amplitude de mouvement des bras, de 20° à 40°, une position de régime habituel de 30°, un poids de boules de $25^{\text{kil.}},689$ que nous avions trouvé nécessaire pour commencer le mouvement dans un sens ou dans l'autre après le même écart de la vitesse de régime dans les deux sens.

Nous avions trouvé, dans ces dernières conditions :

$u = 4^{\text{m}},023$ pour l'angle de 30° et pour l'équilibre sans résistance,

$u' = 4^{\text{m}},221$ pour commencer le mouvement ascendant,

$u' = 3^{\text{m}},822$ pour commencer le mouvement descendant,

et nous avions posé la condition que u' était égal à $u \pm \frac{u}{20}$.

De plus, nous avions trouvé pour l'angle de 30°,

$$\sin(a + \beta) = 0,790 \; ; \quad \cos a = 0,866 \; ;$$
$$\cos \beta = 0,9258 \; ; \quad r = 0^{\text{m}},35.$$

Si nous admettons que le poids des bras, des bielles, du manchon et de la surcharge additionnelle au manchon, équivalent, sur ce manchon, à un poids Q de $50^{\text{kil.}}$, nous trouvons pour vitesse angulaire d'équilibre dans cette position :

$$u'^2 = 16,186 + \frac{50^{\text{kil.}} \,.\, 9,81 \,.\, 0^{\text{m}},30 \,.\, 0,790}{25^{\text{kil.}},689 \,.\, 0^{\text{m}},35 \,.\, 0,866 \,.\, 2 \,.\, 0,9258} = 24,249,$$

d'où

$$u' = 4^{\text{m}},924.$$

Cette vitesse d'équilibre sous l'angle de 30°, correspond à

$$\frac{4^{\text{m}},924}{0,1047} = 47,03 \text{ tours par minute,}$$

tandis qu'en équilibrant le poids des pièces de l'appareil, de manière à rendre le mouvement du manchon également facile dans les deux sens, nous avions trouvé, pour le même angle de 30°, une vitesse normale de 38,424 tours.

En diminuant de moitié le poids des boules, la vitesse angulaire u' s'élève, pour l'équilibre, à

$$u'^2 = 16,186 + 16,126 = 32,312 ;$$

d'où $u' = 5^m,684$ et le nombre de tours s'élève pour l'équilibre, à $\frac{5,684}{0,1047} = 54,29$.

Si l'on suppose maintenant que la résistance de la communication de mouvement reste de $5^{kil.} = p$, comme précédemment, la vitesse angulaire pour commencer le mouvement ascendant, devra être, pour le poids P de $25^{kil.},689$,

$$u'^2 = 16,186 + \frac{(50^{kil.} + 5)\ 9,81\ .\ 0,30\ .\ 0,790}{25^{kil.},689\ .\ 0^m,35\ .\ 0,866\ .\ 2\ .\ 0,9258} = 25,055$$

d'où $u' = 5^m,005$, ce qui correspond à 47,803 tours par minute.

Si le poids P était diminué de moitié, la vitesse angulaire pour commencer le mouvement serait de

$$u'^2 = 16,186 + 17,738 = 33,924$$

d'où $u' = 5^m,824$, ce qui correspond à 55,62 tours par minute.

Donc, depuis la vitesse d'équilibre, l'accroissement de vitesse pour commencer le mouvement, a été de

$47,803 - 47,03 = 0,77$ tour, quand le poids $P = 25^{kil.},689$

et de

$55,62 - 54,29 = 1,33$ tours quand le poids $P = \frac{25^{kil.},689}{2}$,

soit $\frac{0,73}{47,03} = \frac{1}{64,42}$

de la vitesse d'équilibre dans le 1er cas,

et $\frac{1,33}{54,29} = \frac{1}{40,82}$

de cette vitesse d'équilibre dans le 2e cas.

Pour le mouvement descendant, on aurait :

$$u'^2 = 16,186 + \frac{(50 - 5)\ 9^m,81\ .\ 0^m,30\ .\ 0,790}{25,689\ .\ 0,35\ .\ 0,866\ .\ 2\ .\ 0,9258} = 23,443 ;$$

d'où $u' = 4^m,842$, ce qui correspond à 46,25 tour par minute.

Si P était diminué de moitié, on aurait

$$u'^2 = 16,186 + 14,503 = 30,699 ;$$

d'où $u' = 5^m,540$, ce qui correspond à 52,91 tours par minute.

L'écart de la vitesse moyenne, pour commencer la descente du manchon, serait donc de

$$\frac{47.03 - 46,25}{47,03} = \frac{1}{60,29}$$

de la vitesse moyenne, pour $P = 25^{\text{kil.}},689$

et de $$\frac{54.29 - 52,91}{54,29} = \frac{1}{39,33}$$

de la vitesse d'équilibre pour $P = \frac{25,689}{2}$.

On voit, d'après ces applications, que la sensibilité de l'appareil est bien plus grande, dans ces nouvelles conditions de fonctionnement que dans les premières, même en employant des boules d'un poids beaucoup plus faible.

En appliquant les mêmes expressions (N) et (M) à la détermination des vitesses angulaires d'équilibre, pour commencer le mouvement ascendant et le mouvement descendant, lorsque les bras font, avec la verticale, les angles de 20° et de 40°, on arriverait à des résultats analogues ; les nouvelles conditions de marche donnent à l'appareil, dans toutes les positions, plus de sensibilité pour le même poids des boules, ou le même degré de sensibilité avec des boules d'un poids beaucoup moins considérable, et pour que les bras décrivent le même angle en deçà et au delà de leur position moyenne, il n'est pas nécessaire que les variations de la vitesse moyenne, soient aussi grandes de part et d'autre de cette vitesse moyenne, que lorsque les pièces de l'appareil sont équilibrées.

Ce phénomène est la conséquence naturelle de la proportionnalité de la force centrifuge, au carré de la vitesse ; d'où résulte la conséquence que plus la vitesse de rotation d'un corps est considérable, plus l'accroissement de la force centrifuge dû à un accroissement de vitesse égal à une fraction déterminée de la vitesse antérieure, est grand, et plus une diminution d'une fraction déterminée de cette vitesse antérieure, produit une diminution considérable de la force centrifuge correspondante à cette dernière.

Ces considérations nous semblent suffisantes pour résoudre tous les problèmes qui peuvent se présenter au sujet de ce régulateur, qui est encore assez souvent employé.

Régulateur de M. Farcot.

Dans l'étude du régulateur de Watt, nous avons signalé la cause principale de son peu de sensibilité qui consiste dans la variation assez rapide de sa longueur quand les boules se rapprochent ou s'éloignent. Cette longueur, égale à la hauteur du triangle formé en joignant les centres des boules et en menant par ces centres et les points d'attache des bras, des lignes qui s'arrêtent à l'axe de rotation, est celle d'une pendule simple qui ferait, par minute, un nombre d'oscillations double du nombre de révolutions que doivent faire les boules pour demeurer en équilibre dans la position qu'elles occupent, même lorsque aucune résistance ne s'oppose à leur mouvement dans un sens ou dans l'autre. Or cette hauteur du triangle ainsi formé, diminue quand les boules s'écartent et augmente quand elles se rapprochent, et il en résulte que, pour l'équilibre sans résistance des boules, l'appareil doit tourner de plus en plus vite à mesure que ces boules s'écartent et que la force centrifuge après avoir commencé à agir sur la communication de mouvement sous l'action d'un accroissement de vitesse de la machine motrice, devient rapidement insuffisante pour continuer ce mouvement. Cet arrêt dans une nouvelle position d'équilibre, oblige à un nouvel accroissement de vitesse pour faire disparaître le premier et le second accroissement, lorsque le passage de vapeur n'a pas été suffisamment diminué par le premier mouvement pour amener un ralentissement dans la marche de la machine motrice. Un semblable phénomène peut se continuer pendant un plus ou moins grand nombre de mouvements successifs dans le même sens et permettre d'assez grands écarts de la vitesse de régime dans la marche de l'appareil moteur. Les mêmes observations peuvent s'appliquer au ralentissement de vitesse de cet appareil moteur, qui peut se continuer assez longtemps avant que l'amplitude du mouvement communiqué à la soupape modératrice, devienne suffisante pour amener une récrudescence de vitesse, si la chaudière, toutefois, peut fournir la quantité de vapeur indispensable à cette accélération de marche.

Si l'on pouvait, sans compliquer trop le mécanisme et les ıis de construction du régulateur, obliger le centre des boules décrire une parabole en maintenant continuellement le point ıttache des bras sur la direction de la normale à la courbe rabolique, la longueur du régulateur deviendrait constante ur toutes les positions de ces boules, parce que la projection la normale à cette courbe, sur son axe de figure, est cons- nte dans ces conditions; les boules, quand elles auraient reçu vitesse angulaire correspondante à la longueur de cette pro- ction de la normale, seraient en équilibre sans résistance, ns toutes les positions qu'elles pourraient occuper, s'abais- raient continuellement, à partir de l'une quelconque de ces sitions d'équilibre, si la vitesse venait à diminuer de la plus ble quantité, et s'écarteraient sans retrouver de nouvelles nditions d'équilibre, si la vitesse dépassait celle qui corres- nd à cet équilibre dans toutes les positions.

Un appareil ainsi organisé serait, évidemment, bien plus nsible que l'appareil de Watt, puisqu'il agirait continuelle- ent sur la communication de mouvement, après tout écart de vitesse de régime dans un sens ou dans l'autre; et il n'y rait plus d'écart possible que celui qui serait nécessaire pour e le surcroît ou la diminution de force centrifuge qui lui rrespondrait, fût suffisante pour vaincre la résistance au ouvement présentée par le manchon, après que toutes les ces de l'appareil lui-même et de la communication de mou- ment à la soupape régulatrice, auraient été équilibrées.

Pour tourner la difficulté de construction d'un semblable pareil, M. Farcot a remplacé l'arc de parabole par un arc cercle dont le rayon a été choisi de façon que les deux arcs ssent bien près de coïncider, au moins dans la partie assez streinte que le centre des boules est assujetti à parcourir us l'action des plus grands écarts de vitesse dans un sens ou ns l'autre, et il a adopté la disposition suivante :

OB (fig. 67) est l'axe de rotation du régulateur ;

CB et AE ses bras qui se croisent sur l'axe de rotation, se rattachent à la traverse AC d'un côté, et portent les boules du côté opposé ;

GK et IH les bielles qui sont articulées au manchon après s'être croisées sur l'axe, comme les bras, mais qui pourraient, sans nuire à la sensibilité de l'appareil, y être articulées sans croisement, comme dans l'appareil de Watt.

Ce croisement permet de placer le manchon plus bas sans diminuer outre mesure, l'angle que les bielles font avec l'axe de rotation.

Dans la position de l'appareil indiquée sur la figure, sa hauteur est égale à Sp', et il doit faire, pour que les boules soient en équilibre dans la position indiquée, lorsqu'elles ne sont soumises à aucun autre action que celle de leur poids, un nombre de tours égal à la moitié du nombre d'oscillations que ferait le pendule simple de même longueur Sp'.

Si ces boules, pour accomplir la manœuvre complète de la soupape modératrice, doivent parcourir, au maximum, l'arc $DD' = EE'$, la hauteur du régulateur dans la seconde position extrême, sera zq. Les arcs décrits par les centres des boules, DD' et EE', coïncideront évidemment, en D, en D', en E et en E' avec la parabole qui fournirait une longueur constante au régulateur, lorsque la longueur zq sera égale à Sp', ou lorsque l'on aura $zS = qp'$. Cette coïncidence étant obtenue en ces deux points, on admet que l'arc de cercle et l'arc parabolique, dans toute l'étendue du parcours des boules, ne s'écarteront pas assez l'un de l'autre, pour que la hauteur du régulateur varie bien sensiblement pendant ce parcours. Nous examinerons d'abord cet appareil au point de vue géométrique.

Détermination de $BC = d$, saillie de la traverse supérieure. On se donne à priori la longueur $CD = b$ des bras que l'on veut employer, l'angle a que ces bras doivent faire avec la verticale, dans la position la plus basse des boules et l'angle β qu'ils doivent faire avec la même verticale dans la position la plus élevée de ces boules; l'angle que doivent décrire les bras, $\beta - a$, est généralement de 15° à 20°.

Le bras CD ayant son point d'attache en C, la plus grande élévation verticale des boules sera

$$q\,p' = b \cos a - b \cos \beta = b\,(\cos a - \cos \beta).$$

D'autre part, dans le triangle SzC, on a :

$$Sz : Cz = \sin(\beta - a) : \sin a ;$$

d'où
$$Cz = \frac{Sz \,.\, \sin a}{\sin(\beta - a)} ;$$

et comme $d = Cz \sin\beta$, et que $Sz = b(\cos a - \cos\beta)$, il vient

$$d = \frac{b(\cos a - \cos\beta)\sin a \sin\beta}{\sin(\beta - a)}. \qquad \text{(A)}$$

Détermination de la longueur, $Sp' = L$, du régulateur. Les deux triangles SBC et SDp' donnent :

$$L = SD \cos a = (b - CS)\cos a,$$

et $\quad CS : d = 1 : \sin a ;\quad$ d'où $\quad CS = \dfrac{d}{\sin a} ;$

puis
$$L = \left(b - \frac{d}{\sin a}\right)\cos a = \frac{b \,.\, \sin a - d}{\operatorname{tang} a}. \qquad \text{(B)}$$

Détermination du rayon $r = p'E$. Dans le triangle $Sp'E$ on a

$$Sp' : p'E = 1 : \operatorname{tang} a,$$

ou

$$L : r = 1 : \operatorname{tang} a ;$$

d'où

$$r = L \operatorname{tang} a. \qquad \text{(Q)}$$

Détermination du chemin parcouru par le manchon. On connaît a priori, dans ce cas, b, d, a, β, et l'on se donne la distance $CI = a$ du point d'attache des bielles au point d'attache des bras, la longueur $IH = l$ des bielles, et la distance $nH = i$ du point d'attache inférieur des bielles, à l'axe de rotation.

On a d'abord $\qquad Hv = d - i;$

puis $\quad Hu : Hv = 1 : \sin\gamma ;\quad$ d'où $\quad Hu = \dfrac{d - i}{\sin\gamma},$

on trouverait de même. . . . $\quad H'u' = \dfrac{d - i}{\sin\gamma'}.$

On a ensuite, dans le triangle CIu ;

$$CI : Iu = \sin\gamma : \sin a = a : l + \frac{d - i}{\sin\gamma} ;$$

d'où
$$\sin\gamma = \frac{a \sin a + d - i}{l} \qquad \text{(C)}$$

On trouverait de même, dans le triangle $CI'u'$,

$$\sin \gamma' = \frac{a \sin \beta + d - i}{l}. \qquad \text{(D)}$$

Les angles γ et γ' étant ainsi déterminés, on trouve : hauteur totale Bn dans la position la plus basse des boules,

$$a \cos a + l \cos \gamma ;$$

hauteur Bn' dans leur position la plus élevée,

$$a \cos \beta + l \cos \gamma' ;$$

d'où l'on tire le chemin nn' parcouru par le manchon,

$$nn' = a (\cos a - \cos \beta) + l (\cos \gamma - \cos \gamma'). \qquad \text{(E)}$$

Exemple numérique. Nous admettrons que toute la manœuvre du manchon peut s'effectuer dans un mouvement angulaire de 20° que ses bras doivent prendre entre l'angle de 25° et l'angle de 45° avec la verticale, et nous donnerons aux longueurs qui restent constantes pour toutes les positions de l'appareil, les valeurs suivantes :

$$b = 0^m,50 ; \quad a = 0^m,32 ; \quad d = i,$$

ce qui donne $\quad d - i = 0 ; \quad l = 0^m,32.$

Dans ces conditions, nous aurons $a = 25°$ et $\beta = 45°$.

L'expression (A) nous donnera pour demi-longueur de la traverse AC :

$$d = \frac{0^m,50 (\cos 25° - \cos . 45°) \sin 25° \sin 45°}{\sin (45° - 25°)} =$$

$$\frac{0,03084}{0,34202} = 0^m,0902.$$

L'expression (D) nous donnera pour valeurs des angles γ et γ' :

$$\sin \gamma = \frac{0,32 . \sin 25° + 0,0902 - 0,0902}{0,32} = \sin 25° ;$$

donc l'angle γ que les bielles feront avec la verticale, dans la position inférieure des boules, sera de 25°.

Pour l'angle γ', dans la position supérieure de ces boules, il sera de

$$\sin \gamma' = \frac{0,32 . \sin 45° + 0,0902 - 0,0902}{0,32} = \sin 45°,$$

l'angle γ' sera donc de 45°.

L'expression (E) donnera le chemin nn' parcouru par le manchon, pour le mouvement angulaire maximum que nous avons assigné aux bras du régulateur ; elle fournit :

$$nn' = 0^m,32 (\cos 25^\circ - \cos 45^\circ) + 0,32 (\cos 25^\circ - \cos 45^\circ) = 0^m,1275.$$

Si ce chemin était trouvé trop grand ou trop petit pour les exigences de la manœuvre de la soupape modératrice, on le diminuerait ou on l'agrandirait en diminuant ou en augmentant proportionnellement toutes les parties de l'appareil. On peut arriver à ce résultat par un grand nombre de moyens différents.

L'expression (B) nous donnera les longueurs L de l'appareil pour toutes les valeurs de l'angle a, depuis 25° jusqu'à 45°.

Voici ces valeurs de L pour les angles de 25°, 30°, 35°, 40° et 45° :

pour $a = 25^\circ$	$L = 0^m,260$	longueur moyenne $0^m,2704$.
pour $a = 30^\circ$	$L = 0^m,277$	
pour $a = 35^\circ$	$L = 0^m,280$	
pour $a = 40^\circ$	$L = 0^m,275$	
pour $a = 45^\circ$	$L = 0^m,260$	

L'expression (A) que nous avons trouvée à propos du régulateur de Watt, nous donnera la valeur de la vitesse angulaire u correspondante à chacune de ces longueurs pour l'équilibre des boules lorsqu'elles sont soustraites à l'action de tout autre force que celle qui résulte de leur poids ; on trouve ainsi :

$$u = \sqrt{\frac{g}{L}} = \frac{3,132}{\sqrt{L}}.$$

pour $L = 0^m,260$ . . .	$u = 6^m,14$	vitesse angulaire moyenne $6^m,026$.
pour $L = 0^m,277$ . . .	$u = 5^m,95$	
pour $L = 0^m,280$ . . .	$u = 5^m,94$	
pour $L = 0^m,275$ . . .	$u = 5^m,96$	
pour $L = 0^m,260$ . . .	$u = 6^m,14$	

Les nombres de tours par minute qui correspondent à ces vitesses angulaires d'équilibre, sont :

sous l'angle a de 25°, $\frac{u}{0,1047}$	= 58,64	moyenne 57,55.
sous l'angle de 30°	56,83	
sous l'angle de 35°	56,73	
sous l'angle de 40°	56,92	
sous l'angle de 45°	58,64	

Les écarts de la vitesse moyenne d'équilibre sont, comme on le voit, assez faibles.

Examen de cet appareil au point de vue mécanique. La théorie mécanique de cet appareil, est absolument la même que celle de l'appareil de Watt; la seule différence qui existe entre les deux, consiste dans la presqu'invariabilité de longueur de celui de M. Farcot, d'où résulte une vitesse d'équilibre des boules sollicitées seulement par leur poids, presque constante et, par conséquent, une tendance continuelle à monter ou à descendre aussitôt que la vitesse s'est écartée dans un sens ou dans l'autre, de cette vitesse d'équilibre correspondante à sa longueur. Cette tendance au mouvement se manifeste, approximativement, dans toutes les positions des bras de l'appareil, tandis que, dans l'appareil de Watt, il faut une nouvelle vitesse d'équilibre pour chaque position. A part cette propriété de l'appareil de M. Farcot, qui augmente, dans une assez forte proportion, sa sensibilité pour le même poids des boules, les deux appareils se calculent de la même façon.

Une résistance quelconque, Q_1, au mouvement vertical du manchon, se transmet aux bras par l'intermédiaire des bielles, et ces bielles faisant avec la verticale, un angle γ, le moment de cette résistance, relativement aux axes de rotation des bras, A et C, est représenté comme précédemment par

$$\frac{Q_1}{2 \cos \gamma} \; a \sin (a + \gamma).$$

Lorsque toutes les parties de l'appareil, les boules exceptées, sont équilibrées, au moins approximativement, puisque les bras et les bielles ne pèsent pas tout à fait avec la même énergie, sur le manchon, dans toutes leurs positions, on peut calculer, comme nous l'avons fait pour l'appareil de Watt, le

ids P_2 des boules qui commencera le mouvement du manchon ns un sens ou dans l'autre, quand la vitesse aura dépassé la esse de régime, de $\frac{1}{n}$ de cette vitesse de régime ; c'est ce ids P_2 qui produit le degré de sensibilité dont on a besoin, et us avons nommé cette fraction $\frac{1}{n}$, *coefficient de régularité.*

L'appareil de M. Farcot peut aussi, comme celui de Watt, actionner avec une surcharge qui permet de lui imprimer e plus grande vitesse, et augmente sa sensibilité pour le ême poids des boules, ou fournit le même degré de sensibilité ec des boules de moindre poids ; c'est dans ces dernières nditions que fonctionnent habituellement les deux appareils, r il est assez rare que l'on équilibre les bras, les bielles et manchon, même quand on n'emploie pas de charge supplé- entaire.

Nous ne reviendrons pas ici, sur la théorie de l'appareil de . Farcot, avec pièces équilibrées, parce que les considérations ésentées à l'occasion du régulateur de Watt fonctionnant ns ces conditions, suffisent et sont exactement applicables premier; mais nous présenterons quelques considérations uvelles relatives à sa marche avec surcharge, qui seront ssi applicables à l'appareil de Watt.

Quand ces appareils fonctionnent avec surcharge, et le poids ul de leurs pièces principales peut constituer une surcharge, manchon n'est jamais manœuvré à la descente par l'action s boules ; celles-ci ne font que le décharger d'une partie plus moins grande de la surcharge rapportée à ce manchon, et la scente s'opère sous l'action de la partie de cette surcharge i n'a pas été équilibrée par la force centrifuge des boules.

Quant au mouvement de bas en haut, il est dû à l'excédent la force centrifuge sur la partie de cette force centrifuge i équilibre la surcharge. Si l'on désigne, d'une manière nérale par p'' l'excédant de la force centrifuge des boules, r la force centrifuge qui correspond à la vitesse sous laquelle simple poids des boules se trouve équilibré, le moment de la

puissance, qui agit pour soutenir la surcharge et vaincre la résistance rapportée au manchon, sera

$$p''.\ b.\ \cos a,$$

et l'on aura l'équation générale d'équilibre,

$$p''.\ b.\ \cos a = \frac{Q_1}{2 \cos \gamma}\ a\ \sin\ (a + \gamma). \qquad \text{(M)}$$

Si Q désigne la surcharge,

et p la résistance de la communication de mouvement à la soupape modératrice,

on aura, évidemment :

$Q_1 = Q$ lorsque l'appareil sera en équilibre sans action sur la communication de mouvement à la soupape,

$Q_1 = Q + p$ pour le mouvement de bas en haut, du manchon,

$Q_1 = Q - p$ pour le mouvement du manchon, de haut en bas.

Quant à p'', on aura, en désignant par :

u' la vitesse angulaire exactement suffisante pour soutenir la surcharge Q,

u'' la vitesse angulaire nécessaire pour vaincre la résistance $Q + p$ à la montée,

u''' la vitesse angulaire nécessaire pour soutenir la charge $Q - p$ pendant la descente,

u la vitesse angulaire pour le simple équilibre des boules,

$$p'' = \frac{P u'^2 r}{g} - \frac{P u^2 r}{g} = \frac{P r}{g}\ (u'^2 - u^2)$$ pour l'équilibre avec surcharge,

$$p'' = \frac{P u''^2 r}{g} - \frac{P u'^2 r}{g} = \frac{P r}{g}\ (u''^2 - u'^2)$$ pour le mouvement de bas en haut,

$$p'' = \frac{P u'^2 r}{g} - \frac{P u'''^2 r}{g} = \frac{P r}{g}\ (u'^2 - u'''^2)$$ pour le mouvement de haut en bas.

Généralement, dans le calcul de ces appareils fonctionnant avec surcharge, on se donne à priori le nombre de tours qu'ils devront faire pendant la marche normale de la machine motrice, l'angle des bras avec la verticale pendant cette marche normale, l'amplitude maxima des oscillations des bras dans un

sens et dans l'autre et le coefficient de régularité que l'on veut adopter, c'est-à-dire l'écart de la vitesse normale au delà duquel l'appareil doit commencer à manœuvrer la soupape modératrice.

Voici la méthode que l'on peut adopter pour calculer le poids des boules P et la valeur de la surcharge Q qui réaliseront toutes les conditions de vitesse et de régularité que l'on s'est imposé.

Comme on s'est donné le nombre de tours par minute que doit faire le régulateur dans sa position moyenne, lorsqu'il se borne à soutenir exactement la surcharge, on connaîtra la vitesse angulaire correspondante u'.

Pour commencer le mouvement montant et surmonter la résistance p à ce mouvement, la vitesse angulaire doit devenir u'' et l'on aura

$$\frac{Pr}{g}(u''^2 - u'^2)\, b \cos a = \frac{p}{2\cos\gamma}\, a \sin(a+\gamma). \qquad \text{(N)}$$

Ce mouvement devant commencer lorsque la vitesse u' sera devenue $u' + \frac{u'}{n} = u''$, on tirera de l'équation, le poids P des boules qui satisfera à cette condition.

Or ce poids P doit aussi satisfaire à la condition d'équilibrer la surcharge Q sous la vitesse angulaire u', et l'on aura une seconde équation

$$\frac{Pr}{g}(u'^2 - u^2)\, b \cos a = \frac{Q}{2\cos\gamma}\, a \sin(a+\gamma); \qquad \text{(O)}$$

on tirera de cette équation la valeur de la surcharge Q.

Pour la descente, on aura, P étant connu,

$$\frac{Pr}{g}(u'''^2 - u^2)\, b \cos a = \frac{Q-p}{2\cos\gamma}\, a \sin(a+\gamma) \qquad \text{(K)}$$

et l'on résoudra cette équation relativement à u'''.

L'écart de vitesse à la descente sera une fraction de la vitesse moyenne, un peu différente de la fraction qui exprime l'écart pour la montée, mais la différence sera peu sensible et les limites entre lesquelles pourra varier la vitesse angulaire, sans que la soupape modératrice soit manœuvrée, seront déterminées par les vitesses angulaires u'' et u''' ; c'est cet écart qui

porte le nom de *coefficient de régularité total* qui se compose du coefficient à la montée plus le coefficient à la descente.

Nous adopterons, pour faire une application numérique de ce mode général de calcul, le régulateur dont nous avons ci-dessus assigné les dimensions, et dont nous avons déterminé les propriétés géométriques, et nous admettrons que, dans leur position normale, les bras font, avec la verticale, des angles de 35°, avec un déplacement possible de 10° de part et d'autre de cette position, pour la manœuvre complète de la soupape modératrice ; que la résistance p de la communication de mouvement, est de $5^{\text{kil.}}$, et qu'en marche normale de la machine motrice, le régulateur doit faire 100 tours et commencer à fermer la soupape modératrice, quand cette vitesse sera dépassée de $\frac{1}{30}$.

D'après les données admises, nous avons :

$$b = 0^{\text{m}},50 ; a = 0^{\text{m}},32 ; l = 0^{\text{m}},32 ; a = 35^{\circ} ; \gamma = 35^{\circ} ;$$
$$\text{L} = 0^{\text{m}},280 ; p = 5^{\text{kil.}}$$

On trouve d'abord (fig. 67) :

$$\text{S}p : p'\text{E ou L} : r = 1 : \text{tang } 35^{\circ} ; \quad \text{d'où } r = \text{L tang } 35^{\circ} = 0^{\text{m}},1961 ;$$
$$u' = 0,1047 . 100^{\text{t}} = 10^{\text{m}},47 ; \quad \text{d'où } u'^2 = 109,621,$$
$$u'' = 10^{\text{m}},47 + \frac{10^{\text{m}},47}{30} = 10^{\text{m}},819 ; \quad \text{d'où } u''^2 = 117,072 ;$$
$$\sin(a + \gamma) = \sin 70^{\circ} = 0,9397 ; \cos a = \cos 35^{\circ} = 0,8192 ;$$
$$\text{et} \quad \cos \gamma = \cos 35^{\circ} = 0,8192.$$

En appliquant ces données numériques à l'expression (N), on trouve :

$$\text{P} = \frac{5^{\text{kil.}} . 9,8088 . 0,32 . 0,9397}{2 . 0,8192 . 0,1961 (117,072 - 109,621) 0,50 . 0,8192} = 15^{\text{kil.}},072.$$

Le poids de chaque boule devrait donc être de $15^{\text{kil.}},072$.

En appliquant cette valeur de P dans l'expression (O), et en résolvant l'équation relativement à Q, il vient, en observant que nous avons trouvé primitivement $u = 5^{\text{m}},94$:

$$\text{Q} = \frac{2 . 0,8192 . 15,072 . 0^{\text{m}},1961 (109,621 - 35,284) 0,50 . 0,8192}{9,8088 . 0,32 . 0,9397} = 50,^{\text{kil.}}36.$$

Le manchon devrait donc tendre à descendre, sous l'action

du poids des pièces principales du régulateur, les boules exceptées, et sous l'action d'une surcharge additionnelle, avec un effort de $50^{kil.},56$.

En résolvant l'équation (K) relativement à u''', vitesse angulaire sous laquelle le manchon commencerait sa descente, on trouve :

$$u'''^2 = u^2 + \frac{(Q - p)\, a\, (\sin a + \gamma)\, g}{P r\, b \cos a \,.\, 2 \cos \gamma}; \qquad (S)$$

$$\text{ou } u'''^2 = 35,284 + \frac{(50^{kil.},56 - 5)\, 0,32 \,.\, 0,9397 \,.\, 9,8088}{15^{kil.},04 \,.\, 0^m,1961 \,.\, 0,50 \,.\, 0,8192 \,.\, 2 \,.\, 0,8192} = 103,095;$$

d'où $$u''' = 10^m,153.$$

La vitesse d'équilibre avec surcharge, était de $10^m,47$, la différence est donc de $0^m,317$ et l'écart de

$\frac{0^m,317}{10,47} = \frac{1}{32,61}$ de la vitesse d'équilibre avec surcharge.

Les limites de vitesse angulaire entre lesquelles le régulateur sera sans action utile sur la communication du mouvement à la soupape modératrice, seront :

$10^m,153$ et $10^m,819$ dont la différence est $0^m,666$;

Soit $\frac{0,666}{10,47} = \frac{1}{15,72}$ de la vitesse de régime, c'est là le coefficient total de régularité de l'appareil.

Nous n'avons tenu aucun compte, dans ces calculs, de la force centrifuge des bras et des bielles de l'appareil, parce que leur prise en considération dans les calculs complique singulièrement ceux-ci et qu'elle n'est pas d'une grande utilité pratique, leur influence sur la marche de l'appareil étant assez faible, et parce qu'une fois que l'appareil est mis en place et que l'on a eu la précaution de faire les boules creuses, on détermine par tâtonnement, pendant sa marche, le poids réel qui leur convient pour qu'elles produisent le degré de régularité dont on a besoin.

Ce poids étant déterminé, on le donne définitivement aux boules en y versant du plomb fondu. Ce tâtonnement serait encore indispensable, si l'on avait pris en considération le poids

des organes de l'appareil, parce qu'il y a toujours a priori, une certaine incertitude sur la valeur de p, résistance qu'offrira la communication de mouvement à la soupape modératrice, et qu'il convient de rectifier, dans la mise en marche, l'erreur que l'on aura pu commettre dans son appréciation a priori.

Il peut être intéressant de connaître les vitesses angulaires nécessaires pour écarter les bras jusqu'à l'angle a de 45° et pour les rapprocher jusqu'à l'angle de 25°, que nous avons adoptés comme limites des excursions du régulateur.

L'expression (K) pourra fournir cette valeur de la vitesse angulaire u''' pour la limite de descente des boules, et elle la fournira également pour la limite de leur ascension, en remplaçant, dans cette expression, $Q - p$ par $Q + p$.

Pour l'angle de $45° = a$, on a $\gamma = 45°$; $a + \gamma = 90°$; $L = 0^m,26$; $r = 0^m,260$; tang $45° = 0,26$; $u = 6^m,14$; $u^2 = 37,6996$; $\cos \gamma = 0,70711$; $P = 15^{kil.},04$; $Q + p = 55^{kil.},56$.

L'équation (K) résolue relativement à u''' donne l'expression (S) et, en substituant dans celle-ci, $Q + p$ à $Q - p$, on trouve

$$u'''^2 = 37,6996 + \frac{55,56 \,.\, 0^m,32 \,.\, 1 \,.\, 9,8088}{15,072 \,.\, 0^m,26 \,.\, 0^m,50 \,.\, 0,70711 \,.\, 2 \,.\, 0,70711} = 126,72,$$

d'où $$u''' = 11^m,257.$$

Pour la descente jusqu'à la limite inférieure de la course des boules, c'est-à-dire jusqu'à ce que l'angle des bras avec la verticale, ne soit plus que de 25°, on a

$$L = 0,26 \; ; \quad \gamma = a = 25° \; ; \quad \cos \gamma = \cos a = 0,90631 \; ;$$
$$r = 0,26 . \text{ tang } 25° = 0^m,12124 \; ;$$
$$\sin (a + \gamma) = \sin 50° = 0,76604 \; ; \quad u = 6^m,14.$$

Il vient alors, d'après l'expression (S) :

$$u'''^2 = 37,6996 + \frac{(50^{kil.},56 - 5)\, 0^m,32 \,.\, 0,76604 \,.\, 9,8088}{15,072 \,.\, 0,12124 \,.\, 0^m,50 \,.\, 0,90631 \,.\, 2 \,.\, 0,90631} = 104,94 \; ;$$

d'où $$u''' = 10^m,244.$$

Ce résultat présente une anomalie sur laquelle nous revien-

drons tout à l'heure, car on ne voit pas a priori pourquoi les bras se ferment jusqu'à l'angle de 25° avec la verticale, sous la vitesse angulaire de $10^m,244$, tandis que, dans leur position normale de 35° avec cette verticale, un abaissement de vitesse jusqu'à $10^m,153$ est indispensable pour commencer leur mouvement de descente.

En évaluant toutes les vitesses angulaires en nombre de tours par minute, et en observant que ce nombre de tours est égal à la vitesse angulaire correspondante, divisée par 0,1047, on trouve :

	Nombre de tours par minute.
Pour l'équilibre sous l'angle de 35°.	100
Pour commencer le mouvement de bas en haut.	103,33
id. id. de haut en bas.	96,93
Pour écarter les bras, jusqu'à l'angle de 45°.	107,52
Pour les fermer jusqu'à l'angle de 25°. . . .	97,84.

C'est sur ce dernier chiffre que nous allons revenir :

L'effort horizontal, p'', que les boules doivent exercer pour soutenir $Q - p$, ou l'excédent de la surcharge sur la résistance de la communication de mouvement, pendant la descente du manchon, devient de plus en plus faible à mesure que l'angle a et le rayon r de la circonférence décrite par les centres des boules, diminuent ; mais cette diminution de l'effort p'' n'est pas très rapide lorsque l'angle a se rapproche de 25°.

En effet, en déterminant cet effort p'' à l'aide de l'expression générale (M), et le rayon r à l'aide de l'expression (Q), nous trouvons :

pour $a = 35°$. . . . . $p'' = 0,4482\,(Q - p)$ et $r = 0^m,196$
pour $a = 32°$. . . . . $p'' = 0,3999\,(Q - p)$ et $r = 0^m,174$
pour $a = 30°$. . . . . $p'' = 0,3695\,(Q - p)$ et $r = 0^m,160$
pour $a = 28°,30'$. . . $p'' = 0,3475\,(Q - p)$ et $r = 0^m,148$
pour $a = 25°$. . . . . $p'' = 0,2985\,(Q - p)$ et $r = 0^m,121$.

D'un autre côté, la force centrifuge développée par le mouvement de rotation des boules, décroît proportionnellement au rayon r et au carré de la vitesse angulaire, pendant le rapprochement de ces boules. Or, cette loi de diminution est plus rapide, au dessous d'une certaine valeur de l'angle a, que celle

qui préside à la diminution de p'' comme nous allons le mettre en évidence dans l'exemple que nous avons adopté.

En évaluant, à l'aide de l'expression (S), la vitesse angulaire u''' qui est nécessaire pour soutenir la charge $Q - p$, sous les mêmes angles que ci dessus, nous trouvons :

		Nombre de tours par correspondants.
pour $a = 35°$ . . .	$u''' = 10^m,153$.	96,93
pour $a = 32°$ . . .	$u''' = 9^m,513$.	90,86
pour $a = 30°$ . . .	$u''' = 10,191$	97,33
pour $a = 28°,30'$.	$u''' = 10,231$	97,72
pour $a = 25°$ . . .	$u''' = 10,244$	97,84.

On voit d'après cela, que si la vitesse de l'appareil descend jusqu'à 90,86 tours par minute, l'angle des bras avec la verticale, diminuera jusqu'à 32° et que jusque là, la force centrifuge des boules pourra soutenir la surcharge $Q - p$; mais si la vitesse descend au dessous de cette limite, la force centrifuge diminuera plus rapidement que l'effort p'' nécessaire pour soutenir cette charge $Q - p$, puisque, pour la soutenir, la vitesse, dans les positions inférieures à 32°, devrait être plus grande au lieu d'être plus petite. Il en résulte que pour des vitesses de rotation inférieure à celle de 90,86 tours, environ, il n'y aura plus de position d'équilibre entre la puissance et la résistance et que les bras se fermeront brusquement jusqu'au bas de la course du manchon, absolument comme si le régulateur avait cessé de tourner.

Ce phénomène particulier ne peut se manifester que dans les appareils qui fonctionnent à grande vitesse, avec surcharge, et quand on a choisi, trop petit, l'angle des bras avec la verticale dans la position la plus basse que le manchon doit occuper. On peut le faire disparaître en relevant un peu le champ des oscillations des bras, de façon qu'ils ne descendent jamais jusqu'au point où il se manifesterait. Du reste, dans l'exemple même que nous avons choisi, il n'offrirait aucun inconvénient, car la vitesse normale étant de 100 tours, et le phénomène constaté ne se manifestant qu'en dessous de 90,86 tours, le manchon, pour un très faible décroissement de vitesse au dessous de cette limite, descendrait brusquement jusqu'au bas de sa

course qui doit correspondre à l'ouverture complète de la soupape modératrice. Ce serait une bonne condition de relèvement de la vitesse et le manchon ne recommencerait à monter que lorsque cette vitesse se serait relevée à 97,84 tours par minute, et même un peu au delà pour vaincre l'inertie des pièces de l'appareil.

On voit d'après tout ce qui précède, que l'appareil de M. Farcot n'exige pas de grandes variations de vitesse pour produire la manœuvre complète de la soupape régulatrice, dans les conditions que nous avons indiquées ; il doit cette propriété à la presque constance de sa longueur L dans toutes les positions que les bras peuvent occuper entre les limites de course qui leur sont assignées. Un régulateur de Watt dans des conditions de marche analogues, exigerait de bien plus grands écarts de vitesse pour agir avec la même efficacité sur la soupape modératrice, et c'est là ce qui constitue la supériorité effective de l'appareil de M. Farcot sur celui de l'illustre ingénieur anglais.

Régulateur cosinus de M. Buss.

De tous les régulateurs inventés depuis quelques années, l'un des plus curieux est celui de M. Buss, à cause de la singularité du principe sur lequel il repose, de la possibilité de l'établir dans des conditions d'isochronisme parfait, c'est-à-dire telles qu'il soit en équilibre, sous la même vitesse angulaire, dans toutes les positions qu'il peut prendre autour de son axe de rotation, et aussi parce qu'il est l'un de ceux qui font parcourir au manchon de transmission du mouvement à la soupape modératrice, le plus long chemin, pour un mouvement angulaire donné, du corps ou pendule oscillant.

(Fig. 68.) L'appareil se compose :

1° D'une capacité FR formée de deux calottes à peu près sphériques, assemblées par des vis et faisant corps avec le manchon à gorge I. Cette capacité peut se mouvoir de haut en bas et de bas en haut sur l'arbre tournant GH qui reçoit le mouvement de la machine motrice, et elle porte latéralement

deux fentes, x et y, pour le passage des tiges qui portent les masses M et M'.

2° De deux masses invariables de forme, BNAM et B'A'M', qui peuvent tourner autour des points A et A'. Ces axes de rotation A et A' consistent en deux petits arbres dont les extrémités sont maintenues par les parois de la capacité mobile et ils peuvent monter et descendre avec elle, sur une ligne droite parallèle à l'axe de rotation GH. Les deux parties AM et ANB d'une même masse tournant autour de l'arbre A, ne sont pas calées sur cet arbre dans le même plan ; l'une est fixée de façon à se trouver d'un côté de l'arbre GH, et l'autre près de l'extrémité opposée de l'arbre A, de manière que leur centre de gravité commun se trouve dans un plan perpendiculaire à cet arbre A et qui contiendrait l'axe de rotation GH. L'extrémité B du corps oscillant est munie, par derrière, d'une roulette en porte à faux, qui repose sur une traverse K fixée invariablement à l'arbre GH moteur de tout l'appareil.

Les masses invariables de forme, BNAM et B'A'M', sont symétriquement placées des deux côtés de l'arbre GH et la partie N de ces masses est plus ou moins aplatie, pour qu'elle s'écarte le moins possible, du plan qui est perpendiculaire à l'arbre A et qui comprend l'axe de l'arbre GH.

La capacité FI est reliée à l'arbre GH, de façon à être entraînée dans son mouvement de rotation, sans perdre la faculté de se mouvoir verticalement sur cet arbre ; de sorte que l'appareil tout entier représenté par la figure 68 participe à ce mouvement de rotation.

Lorsque la vitesse de rotation est devenue suffisante, la masse BNAM tend à tourner autour de son axe A et la roulette, en B, s'appuie plus ou moins fortement sur la petite plateforme K. Comme celle-ci ne peut descendre puisqu'elle est fixée à l'arbre GH, le mouvement de rotation de la masse BNAM ne peut s'effectuer qu'en soulevant l'arbre A et avec lui toute la capacité avec le manchon I ; et ce mouvement s'accomplit en faisant reculer la roulette B de droite à gauche, parce que la distance de l'arbre A à l'arbre GH, est invariable. L'autre masse B'N'A'M' se comporte de la même façon et les efforts

horizontaux qui tendent à écarter les arbres A et A′, s'équilibrent réciproquement par suite de la résistance des parois de la capacité FR.

Supposons maintenant que la masse BNAM soit en équilibre autour de l'axe A, sous une certaine vitesse imprimée à l'appareil. Cet équilibre existera, évidemment, sous l'influence de la force centrifuge horizontale qui tend à produire le mouvement autour du point A dans le sens opposé à celui du mouvement des aiguilles d'une montre ; sous l'influence du poids de la masse totale BNAM que l'on peut supposer rapportée à son centre de gravité et qui agit dans un sens ou dans l'autre, suivant que le centre de gravité se trouve à droite ou à gauche de la verticale passant par le point A ; et enfin sous l'influence de la réaction verticale, de bas en haut, de la plateforme K contre la roulette placée en B, réaction égale à la pression que cette roulette exerce sur cette plateforme. Cette pression est évidemment égale à la moitié du poids de la capacité et des masses intérieures qu'elle renferme et qui peuvent monter et descendre avec elle, puisque ce poids repose tout entier sur la plateforme K par l'intermédiaire des roulettes B et B′.

Or, quand un corps qui peut tourner autour d'un axe, est ainsi en équilibre sous l'influence d'un certain nombre de forces, l'axe est sollicité comme il le serait si chacune des forces y était transportée parallèlement à elle même en glissant le long de son bras de levier. L'axe A, dans l'état d'équilibre, est donc sollicité horizontalement par la force centrifuge totale de la masse tournante BNAM, et verticalement de haut en bas par le poids total de cette masse plus la moitié du poids du vase que soutiennent les deux roulettes B et B′. Le moindre accroissement de vitesse qui augmentera la pression exercée par la roulette B sur la plateforme K, déterminera le mouvement ascendant de l'axe A et le recul de cette roulette B.

Rien ne serait changé à cet état d'équilibre, si l'axe A était fixe et que ce fût la plateforme K qui fût destinée à descendre sous l'effort de la roulette B exerçant sur elle une pression égale au poids de toute la partie de l'appareil tournant qui pèse sur cette plateforme.

Nous pourrons donc établir la théorie de l'appareil sur cette dernière hypothèse en le ramenant à ses lignes primitives, mais nous rappelerons d'abord le principe des forces centrifuges qui sert de base à cette recherche :

1° *Quand un corps tourne autour d'un axe auquel il est relié, de façon que tous ses points décrivent des circonférences, l'effort centrifuge qu'il exerce perpendiculairement à l'axe est le même que si toute sa masse était rapportée à son centre de gravité et la direction de cet effort est comprise dans le plan de l'axe et de ce centre de gravité.*

2° *Lorsque le corps peut être partagé en deux parties égales par un plan perpendiculaire à l'axe et passant par le centre de gravité, comme par exemple, une sphère homogène ou un cylindre droit parallèle à l'axe de rotation, la résultante de toutes les forces centrifuges des points matériels du corps, passe par le centre de gravité.*

S'il ne peut pas être partagé en deux parties égales comme nous venons de le dire, la résultante des forces centrifuges passe d'un côté ou de l'autre du centre de gravité suivant la forme ou la position du corps, tout en restant dans le plan qui contient l'axe et le centre de gravité, et en conservant la même valeur absolue.

Pour simplifier les recherches, nous admettrons que les centres de gravité partiels des masses M et N sont dans un même plan, qui comprend l'axe de l'arbre GH (figure 68) et qui est perpendiculaire à l'axe A. Il y a là une cause d'erreur plus ou moins importante, mais elle sera rectifiée dans les tâtonnements indispensables à la réglementation de l'appareil. De plus, pour mettre plus facilement en évidence le principe sur lequel repose cet appareil, nous supposerons que les deux masses M et N sont sphériques, homogènes et reliées à l'axe de rotation A par des tiges d'une masse assez faible pour qu'il n'y ait que peu d'inconvénient à la négliger. Dans cette hypothèse sur la forme des deux masses, la résultante des forces centrifuges qu'elles développent dans leur mouvement de rotation, passe toujours par leurs centres et elles se comportent exactement comme si la masse entière de chacune d'elles était ramenée à son centre de gravité.

(Figure 69.) Réprésentons par :

P_1 le poids de la masse m supposée sphérique ;

P_2 celui de la masse n également sphérique ;

l la distance Cm du centre de gravité de la masse P_1 à l'axe C ;

l' la distance Cn du centre de gravité de la masse P_2 au même axe ;

a l'angle de l avec la verticale CC′ passant par le point de suspension ;

a' l'angle de l' avec la même verticale ;

r la distance de l'axe de rotation AB au point de suspension C de l'appareil oscillant ;

u la vitesse angulaire de tout le système tournant autour de l'axe AB ;

y, y' les distances des centres de gravité m et n, à la ligne horizontale GT ;

x, x' leurs distances à la ligne verticale CC′.

La force centrifuge de la masse m sera

$$\frac{P_1 u^2}{g}(r - x)$$

et son moment relativement au point C, sera

$$\frac{P_1 u^2}{g}(r - x)\, y.$$

La force centrifuge de la masse n sera

$$\frac{P_2 u^2}{g}(r + x')$$

et son moment relativement à l'axe C, sera

$$\frac{P_2 u^2}{g}(r + x')\, y'.$$

La somme de ces moments pourra se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{u^2 r}{g}(P_1 y + P_2 y') + \frac{u^2}{2}(P_2 x' y' - P_1 x y).$$

Dans le 1er terme de cette expression, la quantité entre parenthèses est la somme des moments des deux forces P_1 et P_2 relativement à un plan horizontal GT, et cette somme est égale

au moment de la résultante appliquée au centre de gravité des deux masses.

Si D est le centre de gravité des masses m et n,
et P la somme des poids P_1 et P_2,
L la distance du centre de gravité D à l'axe C,
b l'angle de L avec la verticale CC',
on aura $P \cdot L \cos b = P_1 y + P_2 y'$, et l'expression ci dessus deviendra :

$$\frac{Pu^2 r}{g} L \cos b + \frac{u^2}{2} (P_2 x' y' - P_1 xy).$$

Dans l'appareil de M. Buss, les masses m et n doivent être disposées de façon que le second terme de cette expression s'annule, c'est-à-dire de façon que l'on ait :

$$P_2 x' y' = P_1 xy \qquad (A)$$

ou $$P_2 \cdot l' \sin a' \cdot l' \cos a' = P_1 \, l \cos a \cdot l \sin a,$$

et en remplaçant $\sin a \cos a$ et $\sin a' \cos a'$, par les valeurs équivalentes, $\frac{\sin 2a}{2}$ et $\frac{\sin 2a'}{2}$ d'après l'expression trigométrique $\sin 2a = 2 \sin a \cos a$, l'équation (A) peut être ramenée à la forme suivante

$$P_2 \frac{l'^2}{2} \sin 2a' = P_1 \frac{l^2}{2} \sin 2a. \qquad (B)$$

Supposons maintenant les deux sphères placées de part et d'autre de CC', de manière que cette condition (A) soit satisfaite pour les angles a et a'.

L'appareil de M. Buss exige encore que cette condition (A) soit satisfaite, non seulement pour une première position déterminée par les angles a et a' mais encore pour toutes les positions que le système invariable de forme, Cmn, pourra prendre autour de l'axe C. Supposons que ce système décrive un angle quelconque θ, à partir de la 1re position que nous lui avons assignée, l'angle a deviendra $a - \theta$ et l'angle a' deviendra $a' + \theta$; et si, sur ces deux angles, on reforme l'expression de la somme des moments des deux masses, on obtient, comme précédemment,

$$\frac{Pu^2 r}{g} L \cos b + \frac{u^2}{g} \left\{ P_2 \frac{l'^2}{2} \sin 2(a' + \theta) - P_1 \frac{l^2}{2} \sin 2(a - \theta) \right\},$$

expression qui ne se réduira à $\frac{Pu^2r}{g}$ L cos b, que lorsque l'on aura

$$P_2\, l'^2 \sin(2a' + 2\theta) = P_1\, l^2 \sin(2a - 2\theta);$$

b désignant toujours l'angle de L avec CC′ après le mouvement.

En remplaçant ces sinus par leurs valeurs équivalentes, d'après les règles ordinaires de la trigonométrie, cette expression se présente sous la forme

$$P_2\, l'^2 \sin 2a' \cos 2\theta + P_2\, l'^2 \sin 2\theta \cos 2a' =$$
$$P_1\, l^2 \sin 2a \cos 2\theta - P_1\, l^2 \sin 2\theta \cos 2a;$$

Et comme d'après la 1re condition (B), $P_2\, l'^2 \sin 2a' \cos 2\theta = P_1\, l^2 \sin 2a \cos 2\theta$, il restera

$$\sin 2\theta \left\{ P_2\, l'^2 \cos 2a' + P_1\, l^2 \cos 2a \right\} = 0.$$

Et en observant que $\cos 2a = \cos^2 a - \sin^2 a$, cette expression devient :

$$\sin 2\theta \left\{ P_2 (l'^2 \cos^2 a' - l'^2 \sin^2 a') + P_1 (l^2 \cos^2 a - l^2 \sin^2 a) \right\} = 0,$$

et se réduit finalement à

$$P_2 (y'^2 - x'^2) = P_1 (x^2 - y^2). \qquad \text{(D)}$$

Lorsque cette seconde condition sera satisfaite, en même temps que la condition (A), la somme des moments des forces centrifuges des deux sphères, relativement au point C, se réduira constamment à

$$\frac{Pu^2r}{g} \text{ L cos } b,$$

quelle que soit la position de tout le système autour du point C.

C'est cette propriété caractéristique de fournir une somme de moments relativement à l'axe C, toujours proportionnelle au cosinus de l'angle que fait la ligne menée du centre de gravité commun des deux masses à leur axe de suspension, avec la direction verticale, qui a fait donner à cet appareil le nom de *régulateur cosinus*. Cette propriété est exclusivement due à la disposition des deux masses, de part et d'autre de la verticale passant par leur point de suspension, qui satisfait aux deux conditions indispensables,

$$P_1 xy = P_2 x'y' \quad \text{et} \quad P_1 (x^2 - y^2) = P_2 (y'^2 - x'^2),$$

lesquelles s'appliquent à la première position qu'occupent ces deux masses.

Voici une application :

Poids de la masse m. . . . . $P_1 = 10^{kil.}$;
Poids de la masse n . . . . . $P_2 = 5^{kil.}$;
Distance du centre de gravité de m à GT . . $y = 0^m,15$
Distance du centre de gravité de m à CC' . . $x = 0^m,16$.

Il faut déterminer la position de la masse n qui satisfait aux deux conditions (A) et (D).

Les équations ci-dessus fournissent, dans ce cas,

$$10^{kil.} . 0^m,16 . 0^m,15 = 5^{kil.} . x'y' \quad \text{et} \quad 10^{kil.} \{(0,16)^2 - (0,15)^2\} = 5^{kil.} (y'^2 - x'^2).$$

En résolvant ces équations relativement à x' et à y', on trouve

$$x' = 0^m,212 \quad \text{et} \quad y' = 0^m226.$$

Dans ces conditions, toutes les parties du système peuvent être déterminées, et en résolvant les triangles Cmn, CmD, CDE, on trouve,

$$l = 0^m,2197 ; \quad l' = 0^m,3098 ; \quad L = 0^m,18 ; \quad a = 46^\circ,50' ;$$
$$a' = 43^\circ,10' ; \quad b = 11^\circ,33'.$$

Le centre de gravité D se trouve à $\frac{1}{3}$ de mn, à partir de m, et sa propriété générale que nous avons énoncée est tout à fait indépendante de la vitesse angulaire u et du rayon r de la circonférence que le point de suspension C du système, décrit autour de l'axe AB.

On peut vérifier l'exactitude des résultats que nous venons d'obtenir, en déterminant les positions des deux masses m et n pour des valeurs de l'angle b, données, en évaluant les moments de leurs fôrces centrifuges dans ces positions et en comparant la somme de ces moments au moment $\frac{Pu^2r}{g}$ L cos b.

Nous avons fait cette vérification pour quatre positions différentes de ces masses :

1° pour la position Cmn qui a servi de base à nos calculs et dans laquelle L fait un angle de 11°,33' avec la verticale CC' ; le rayon r étant de $0^m,18$.

2° Pour la position $Cm'n'$ dans laquelle L fait à gauche de CC′ un angle de 30° avec cette verticale. Dans cette position, la masse m a passé à gauche de l'axe AB et développe une force centrifuge négative.

3° Pour la position $Cm''n''$ dans laquelle L fait en CC′ un angle de 30° avec la verticale CC′, à droite de cette verticale.

4° Pour la position $Cm'''n'''$ dans laquelle L se trouve exactement dans la direction CT, on fait avec la verticale CC′, un angle droit. Dans cette position, les forces centrifuges ont des moments de sens contraires.

Les résultats obtenus sont consignés dans le tableau de la page suivante.

La disposition relative des masses m et n, de $10^{\text{kil.}}$ et de $5^{\text{kil.}}$, que nous avons déterminée, satisfait donc, dans toutes les positions de l'appareil autour de l'axe C, à la condition de développer, dans chacune de ces positions, une force centrifuge totale dont le moment relativement à l'axe de rotation C, est exprimé par

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b,$$

et, dans les conditions numériques que nous avons adoptées, on aurait

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b = \frac{u^2}{g} 0{,}486. \cos b.$$

Ce moment de force centrifuge serait exactement celui d'un effort constant $\frac{u^2 0{,}486}{g}$ transmis au manneton d'une manivelle de rayon L, par une bielle qui resterait toujours parallèle à la ligne des points morts ; b étant l'angle de la manivelle avec le rayon perpendiculaire à cette ligne des points morts.

Les masses M et N, dans l'appareil de Buss (fig. 68), n'ont pas la forme sphérique que nous avons adoptée dans l'application qui précède, et la masse BNA, en particulier, a une forme peu définie géométriquement. Il résulte de cette forme de masse adoptée, une presqu'impossibité de déterminer par un calcul a priori, la position relative de ces deux masses qui sont fixées isolément sur l'arbre A, pour satisfaire aux conditions que nous

Positions des masses m et n.	Moment de la force centrifuge, par l'expression $\frac{Pu^2r}{g}$ L cos b	Distance de m à l'axe AB.	Distance de la masse n à l'axe AB.	Bras de levier de la force centrifuge de m.	Bras de levier de la force centrifuge de n.	Moment de la masse m relativement à l'axe C.	Moment de la masse n relativement à l'axe C.	Somme des moments des deux masses m et n.
Cmn	$\frac{u^2}{g}$ 0,47	0^m,020	0^m,392	0^m,15	0^m,226	$\frac{u^2}{g}$ 0,03	$\frac{u^2}{g}$ 0,44	$\frac{u^2}{g}$ 0,47.
C$m'n'$	$\frac{u^2}{g}$ 0,43	— 0^m,02	0^m,30	0^m,092	0^m,30	— $\frac{u^2}{g}$ 0,02	$\frac{u^2}{g}$ 0,45	$\frac{u^2}{g}$ 0,43.
C$m''n''$	$\frac{u^2}{g}$ 0,43	0^m,16	0^m,48	0^m,2189	0,029	$\frac{u^2}{g}$ 0,36	$\frac{u^2}{g}$ 0,07	$\frac{u^2}{g}$ 0,43.
C$m'''n'''$	$\frac{u^2}{g}$ 0 = 0	0^m,36	0^m,342	0^m,116	0^m,264	$\frac{u^2}{g}$ 0,43	— $\frac{u^2}{g}$ 0,43	Zéro.
	Pour C$m'''n'''$ b = 90° cos b = 0.							

venons d'exposer. La force centrifuge que développe chacune des masses, dans l'une quelconque des positions qu'elles peuvent occuper autour de l'axe A, est bien la même, en intensité, que si chacune des masses était rapportée à son centre de gravité, comme dans le cas des sphères ; mais la résultante de ces forces centrifuges, pour chaque masse, ne passe plus par son centre de gravité, ce qui ne permet pas d'évaluer avec précision les moments de ces forces centrifuges relativement à l'axe A. Il faut, dans ce cas, après avoir assigné une position de calage de la masse BNA sur l'arbre A, chercher par tâtonnements la position qu'il convient de donner à la masse M et sa distance au point A, pour réaliser les conditions spéciales que nous avons exposées ci-dessus.

Le reste de la théorie de l'appareil de Buss, dont nous allons continuer l'examen, mettra en lumière les signes auxquels il est possible de reconnaître que l'on est arrivé à une position relative des deux masses qui satisfait à ces conditions spéciales.

Dans l'application, l'appareil est généralement monté de façon à restreindre les oscillations de ce pendule d'une espèce particulière, dans les limites d'un écart maximum de 40° à 60° ; c'est-à-dire que la ligne L menée du point de suspension au centre de gravité du corps oscillant total, peut décrire un angle de 20° à 30° d'un côté de la verticale partant par ce point de suspension et un angle semblable de l'autre côté de cette verticale.

Supposons maintenant que l'on ait établi un de ces appareils, pesant le poids P, dans les conditions où le moment de sa force centrifuge est représenté, pour toutes ses positions, par l'expression

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b ;$$

puis représentons par :

(Fig. 69) S = KC la distance de l'axe C au point d'appui de la roulette qui soutient la masse m, sur la plate-forme FH fixée à l'arbre tournant AB.

β l'angle de S avec CD = L, distance du point C au centre de gravité D des deux masses.

Q la moitié du poids de toute la capacité mobile qui contient les deux pendules oscillants.

Quand la force centrifuge développée par le mouvement de rotation autour de l'arbre AB, est devenue suffisante pour soutenir le poids P de chaque pendule et le poids Q qui pèse sur chacun des axes C, tout l'appareil susceptible de se mouvoir de haut en bas et de bas en haut, repose par l'intermédiaire des deux roulettes K sur la plate-forme FH ; chaque roulette exerce donc sur cette plate-forme de haut en bas, une pression $P + Q$ qui provoque une réaction verticale de bas en haut, aussi égale à $P + Q$.

D'autre part, le poids P des deux masses, qui peut être considéré comme appliqué à leur centre de gravité commun D, agit pour faire tourner l'appareil autour du point C, dans un sens ou dans l'autre, suivant que le centre de gravité se trouve à droite ou à gauche de la verticale CC'.

Si l'on pose maintenant l'équation d'équilibre, relativement à l'axe C, de toutes les forces qui tendent à faire tourner le pendule oscillant, les unes dans un sens et les autres en sens inverse, on trouve,

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b \pm PL \sin b = (P + Q) S \sin (\beta \pm b).$$

Les signes $\pm$ se rapportent aux deux positions que le point D peut occuper de part et d'autre de la verticale CC'.

Comme $\sin (\beta \pm b) = \sin \beta \cos b \pm \sin b \cos \beta$, l'équation devient

$$(N) \frac{Pu^2r}{g} L \cos b \pm PL \sin b = (P+Q) S \sin \beta \cos b \pm (P+Q) S \sin b \cos \beta.$$

Supposons encore que l'on choisisse l'angle β, de façon à avoir l'égalité

$$(P + Q) S \cos \beta = PL \text{ ; ce qui donne}$$

$$\cos \beta = \frac{PL}{S (P + Q)} \text{ ;} \qquad (D)$$

le dernier terme du second nombre de l'équation (N) deviendra

$$\pm (P + Q) S \sin b \cos \beta = (P + Q) S \sin b \frac{PL}{S (P + Q)} = \pm PL \sin b,$$

et cette équation se réduit à

$$\frac{Pu^2r}{g} L = (P + Q) S \sin \beta ; \quad \text{d'où l'on tire}$$

$$u^2 = \frac{(P + Q) Sg}{PrL} \sin \beta. \qquad (K)$$

Ainsi quand on adopte pour l'angle β, la valeur fournie par l'expression (D), la vitesse angulaire u qui correspond à l'équilibre de tout le système, est complètement indépendante de l'angle b que la ligne CD fait avec la verticale CC′, et cette vitesse angulaire correspond à l'équilibre dans toutes les positions que le système peut prendre autour de l'axe C.

L'appareil, dans ces conditions, est donc rigoureusement *isochrone* c'est-à-dire qu'il est en équilibre dans toutes les positions qu'il peut occuper, quand la vitesse angulaire est celle que fournit l'équation (K).

Application. — Supposons que l'on ait établi un de ces appareils, dans lequel on aurait :

$P = 15^{\text{kil.}}$; $Q = 20^{\text{kil.}}$; $L = 0^{\text{m}},10$; $S = 0^{\text{m}},20$; $r = 0^{\text{m}}12$.

L'expression (D) fournirait

$$\cos \beta = \frac{15 \,.\, 0^{\text{m}},10}{0,20\,(15 + 20)} = 0,21428.$$

Ce cosinus correspond à un angle de 77°,28′.

L'expression (K) donnerait ensuite :

$$u^2 = \frac{(15 + 20)\, 0,20 \,.\, 9,8080}{15 \,.\, 0,12 \,.\, 0,10} = 372,60 ; \quad \text{d'où } u = 19^{\text{m}},30.$$

Cette vitesse angulaire correspond à 184 tours par minute. Ce résultat se rapporte à l'isochronisme parfait de l'appareil portant la charge permanente P + Q qui agit toujours de haut en bas. Dans ces conditions, l'équilibre existe dans toutes les positions, à la vitesse de 184 tours par minute et la plus légère variation de vitesse change la position des masses ; l'instabilité de l'instrument est alors très grande et incompatible avec un bon service de régularisation de la vitesse de la machine motrice.

Lorsque, en même temps que la charge permanente P + Q, l'appareil doit surmonter une résistance p dans un sens ou dans l'autre, pour manœuvrer la communication de mouvement

à la soupape modératrice, l'isochronisme cesse d'être parfait ; le nombre de révolutions pour l'équilibre n'est plus tout à fait indépendant de l'angle b que la distance L fait avec la direction verticale, et il varie aussi avec le sens du mouvement du manchon. Pendant le soulèvement de ce manchon, l'appareil doit vaincre une résistance $P + Q + p$, dans ce cas ; et pendant son abaissement, il ne doit soutenir qu'une charge $P + Q - p$. Cherchons les vitesses angulaires correspondantes à ces conditions de fonctionnement.

En rappelant l'équation générale d'équilibre (N) dans laquelle il n'y aura qu'à remplacer $(P + Q)$ par $(P + Q \pm p)$, nous trouvons :

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b \pm PL \sin b =$$
$$(P + Q \pm p) S \sin \beta \cos b \pm (P + Q \pm p) S \sin b \cos \beta.$$

Le second membre de cette équation, peut se mettre sous la forme
$$(P + Q) S \sin \beta \cos b \pm pS \sin \beta \cos b \pm$$
$$(P + Q) S \sin b \cos \beta + pS \sin b \cos \beta.$$

Comme le terme $\pm (P + Q) S \sin b \cos \beta = PL \sin b$, quand on a fait $(P + Q) S \cos \beta = PL$, l'équation générale se réduit à

$$\frac{Pu^2r}{g} L \cos b =$$
$$(P + Q) S \sin \beta \cos b + pS (\cos \beta \sin b \pm \sin \beta \cos b)$$

et, en divisant tous les termes par $\cos b$, il reste

$$\frac{Pu^2r}{g} L = (P + Q) S \sin \beta + pS (\cos \beta \operatorname{tang} b \pm \sin \beta),$$

qui donne

$$u = \sqrt{\frac{Sg}{PrL}} \sqrt{(P + Q) \sin \beta + p (\operatorname{tang} b \cos \beta \pm \sin \beta)}.$$

Les deux signes $\pm$ sont relatifs, le signe $+$ au soulèvement du manchon, le signe $-$ à son abaissement.

Si l'on suppose, par exemple, que dans le cas adopté ci-dessus, la résistance p du manchon, dans les deux sens, soit égale à $3^{\text{kil.}}$, toutes les autres valeurs demeurant les mêmes, on trouve :

		Tours par minute.
1° Pour le soulèvement,		
l'angle b étant nul,	$u = 20^m,1036$ ...	192,0
l'angle b étant de 25° d'un côté ou de l'autre de la verticale,	$u = 20^m,1887$ ...	192,8
2° Pour l'abaissement,		
l'angle b étant nul,	$u = 18^m,447$ ...	176,2
l'angle b étant de 25°,	$u = 18^m,480$ ...	176,5

L'influence de l'angle b est, comme on le voit, très faible, et l'instabilité de l'instrument reste très grande quand l'angle d'écart b n'est pas considérable, ce qui est le cas ordinaire de l'application.

Néanmoins, cet appareil fonctionnant à la vitesse de 184 tours qui correspondent à l'isochronisme absolu sous la charge P + Q, pourrait varier de vitesse de 184 à 192 ou 192,8 tours, quand l'angle b ne dépasse pas 25°, et de 184 à 176,2 ou 176,5 tours, sans que les masses pussent changer de position ; mais l'une de ces dernières vitesses étant atteinte, le changement de position deviendrait considérable pour peu que la vitesse dépassât 192,8 tours, ou descendît au-dessous de 176,2 tours par minute.

Pour donner à l'appareil plus de stabilité, on augmente généralement l'angle β. Dans ce cas, le régulateur n'est plus isochrone, même quand il n'a à soutenir que la charge P + Q, et sa vitesse angulaire, sous cette charge, varie avec la valeur de l'angle b que la ligne menée du point de suspension au centre de gravité, fait avec la verticale passant par ce point de suspension.

Reprenons l'équation générale (N), dans laquelle les deux termes PL sin b et (P + Q) S cos β sin b ne s'annulent plus réciproquement.

Nous tirerons de cette équation

$$u^2 = \frac{g}{PrL}\left[(P + Q)\,S \sin\beta \pm \operatorname{tang} b\,(PL - (P + Q)\,S \cos\beta)\right]$$

(Fig. 69). Des deux signes qui affectent le second terme entre parenthèse, le signe + s'applique au cas où le centre de gravité se trouve en dehors des lignes AB et CC', et le signe — au cas où ce centre de gravité se trouve entre ces deux lignes.

On a donc

$$u = \sqrt{\frac{g}{PrL}} \sqrt{(P + Q) S \sin \beta \pm \operatorname{tang} b \, [PL - (P + Q) S \cos \beta]}.$$

Admettons maintenant que nous donnions à l'angle β une valeur de 85°, au lieu de la valeur 77°,28′ pour laquelle l'appareil était isochrone, et que S, P, Q, L, r conservent les mêmes valeurs numériques que ci-dessus; nous aurons pour valeur de u:

$$u = 7{,}382 \sqrt{6{,}97333 \pm \operatorname{tang} b \, [1{,}50 - 0{,}61012]}.$$

Si nous supposons que l'appareil oscillant fonctionne dans des conditions telles que L ne s'écarte de la verticale CC′, que d'un angle de 25° de chaque côté de cette verticale, ce qui comporte une oscillation totale possible, de 50°, on aura:

Pour l'angle $b = 25°$ à gauche de CC′, tang $b = 0{,}4663$, et

$$u = 7{,}382 \sqrt{6{,}97333 - 0{,}41495} = 18^{m},905.$$

Pour l'angle $b = 0°$, le centre de gravité se trouvant sur CC′,

$$u = 7{,}382 \sqrt{6{,}97333} = 19^{m},488.$$

Pour $b = 25°$ à droite de la verticale CC′,

$$u = 7{,}382 \sqrt{6{,}97333 + 0{,}41495} = 20^{m},064.$$

Ces vitesses angulaires correspondent à 180,56 : 186,13 : 191,63 tours par minute.

Ainsi ce pendule oscillant, portant seulement sa charge normale $P + Q = 35^{kil.}$, devrait passer de la vitesse de 180,56 à la vitesse de 191,63 tours par minute, pour que son centre de gravité passât de sa position la plus rapprochée de l'axe de rotation AB, à la position la plus éloignée de cet axe.

On peut, en augmentant encore ou en diminuant l'angle β, augmenter ou diminuer à volonté l'écart des vitesses entre les positions extrêmes de l'appareil, ou lui donner un degré de sensibilité assigné d'avance.

L'expression (M) peut encore servir à déterminer les vitesses angulaires, sous lesquelles une résistance quelconque p du manchon, serait vaincue dans l'un ou l'autre sens.

Pour que le manchon soit soulevé, il faut que la force centrifuge soulève le poids $P + Q + p$, et pour qu'il s'abaisse, elle ne doit plus soutenir que la charge $P + Q - p$, une fraction

du poids normal P + Q étant employée à surmonter la résistance p.

L'équation (M) devient alors :

$$u = \sqrt{\frac{g}{PrL}}\sqrt{(P+Q\pm p)S\sin\beta \pm \operatorname{tang} b\,[PL-(P+Q\pm p)S\cos\beta]}.$$

Si l'on suppose la résistance p, de $3^{kil.}$, pour les mêmes valeurs que ci-dessus, l'équation devient :

$$u = 7{,}382\sqrt{(35^{kil.}\pm 3^{kil.})0{,}19924 \pm \operatorname{tang} b[1{,}50-(35^{kil.}\pm 3^{kil.})0{,}017432]},$$

et l'on aurait :

Pour l'angle — 25°, à la montée du manchon,

$$u = 7{,}382\sqrt{38.0{,}19924-0{,}4663[1{,}50-38^{kil.}.0{,}017432]} = 19^{m},515.$$

Pour l'angle 0°, à la montée,

$$u = 7{,}282\sqrt{38\,.\,0{,}19924} = 20^{m},033.$$

Pour l'angle + 25°, à la montée,

$$u = 7{,}382\sqrt{38.0{,}19924+0{,}4663[1{,}50-38.0{,}017432]} = 20^{m},549.$$

Pour l'angle — 25°, à la descente du manchon,

$$u = 7{,}382\sqrt{32.0{,}19924-0{,}4663[1{,}50-32.0{,}017432]} = 17^{m},739.$$

Pour l'angle 0°, à la descente,

$$u = 7{,}282\sqrt{32\,.\,0{,}19924} = 18^{m},387.$$

Pour l'angle + 25°, à la descente,

$$u = 7{,}382\sqrt{32.0{,}19924+0{,}4663[1{,}50-32.0{,}017432]} = 19^{m},013.$$

Ces vitesses angulaires correspondent :

$19^{m},515$	à	186,39	tours par minute,
$20^{m},033$	à	191,33	»
$20^{m},549$	à	196,26	»
$17^{m},739$	à	169,42	»
$18^{m},387$	à	175,61	»
$19^{m},013$	à	181,60	»

Ainsi cet appareil, placé d'abord au plus bas de sa course, ne commencerait à s'élever que lorsque la vitesse aurait atteint 186,39 tours par minute ; puis il continuerait à monter en même temps que la vitesse croîtrait, et n'arriverait au sommet de sa course que lorsque cette vitesse serait devenue de 196,26

tours par minute. Arrivé dans cette position supérieure, il ne commencerait à descendre que lorsque la vitesse se serait abaissée jusqu'à 181,60 tours par minute ; puis la vitesse continuant à décroître, il descendrait progressivement et ne reviendrait au plus bas de sa course que lorsque cette vitesse serait devenue de 169,42 tours par minute.

On peut faire varier à son gré les différences de vitesse pour passer d'une position à une autre, en modifiant la valeur de l'angle β et la résistance p du manchon, dans le sens qui correspond aux considérations précédentes.

Dans ces appareils, le chemin total parcouru par le manchon entre les limites extrêmes des oscillations du pendule, est facile à déterminer.

Ils sont généralement disposés de façon que les écarts du centre de gravité du corps oscillant, de part et d'autre de la verticale passant par le point de suspension, soient égaux. Ainsi, dans l'appareil dont nous venons de nous occuper, la distance L du point de suspension au centre de gravité D, ferait avec cette verticale, des angles de 25° au maximum, tantôt à droite tantôt à gauche de cette verticale.

Course totale du manchon (Fig. 70). Dans cet appareil, ce n'est pas, comme nous l'avons fait observer, la plate-forme sur laquelle s'appuyent les roulettes, qui monte ou qui descend suivant le sens de l'oscillation du corps oscillant ; cette plate-forme ne varie pas de hauteur et c'est l'axe de suspension de ce corps oscillant qui s'élève ou s'abaisse sur la verticale CC' parallèle à l'axe de rotation AB.

Dans l'exemple que nous avons choisi, la distance CD ou L, du point de suspension au centre de gravité D de l'appareil, était supposée faire, avec la verticale mm', un angle maximum de 25° tantôt d'un côté, tantôt de l'autre de cette verticale, et se mouvait par conséquent dans un angle de 50°. Il est clair que la distance nC = S du point d'appui de la roulette sur la plate-forme, à l'axe de suspension C, doit aussi décrire le même angle maximum, partie en dessous de xy et partie en dessus.

L'angle DCm' étant, au bas de la course du manchon, de 25°

et l'angle nCD, de 85°, comme nous l'avons admis dans l'application numérique ci-dessus, l'angle Cnz sera de 20° et l'angle C'$n'z$ de 30°, et comme S = 0^m,80, on aura :

$$\text{Course totale } CC' = S.\ \text{Sin } 20° + S.\ \text{Sin } 30° = 0^m,20 \,.\, 0,842 = 0^m,1684.$$

Si cette course était trouvée trop longue, on diminuerait l'amplitude de l'oscillation possible du corps oscillant.

Il y a encore un moyen de faire varier la sensibilité de cet appareil, dans certaines parties assignées d'avance de la course du manchon qui communique le mouvement à la soupape modératrice.

Supposons, par exemple, que la position de la ligne S menée de l'axe de rotation de la roulette à l'axe de suspension de la masse oscillante, soit horizontale quand la machine motrice fonctionne à la vitesse qu'elle doit, autant que possible, conserver toujours, et que l'on veuille faciliter le mouvement de la masse oscillante depuis le commencement de l'ascension du manchon jusqu'à sa position pendant la marche sous la vitesse normale ; puis rendre l'appareil un peu moins sensible à partir de cette dernière position jusqu'au sommet de la course de ce manchon.

Dans ce but, au lieu de prendre pour axe de rotation de la roulette M (fig. 71), son centre de figure h, on placera cet axe en un point n choisi de telle façon que, depuis le bas de la course du manchon jusqu'à sa position normale dans laquelle la ligne S est horizontale, le point n passe en m dans le mouvement de recul que prendra la roulette pendant cette période de la montée du manchon. Le point m se trouve sur la verticale passant par le centre de la roulette, dans cette seconde position désignée par la lettre N.

Dans ce mouvement de la roulette, la pression P + Q ou P + Q + p que la roulette exerce sur la plate-forme GG', provoque une réaction égale et contraire dont la direction passe constamment par le centre de figure de cette roulette, de sorte qu'au départ la réaction (P + Q) ou (P + Q + p) passe à la

distance zy de l'articulation n et que dans la seconde position, elle passe exactement par cette articulation, en m.

Or, dans l'équation générale (N), le bras de levier de cette réaction, est toujours supposé égal à S sin ($\beta \pm b$), (fig. 69), ou à S cos a ou S cos a' (fig. 71). Il en résulte évidemment que dans la position M de la roulette, le bras de levier de la réaction P + Q est plus long, de la quantité zy, qu'il n'est supposé l'être dans cette équation générale ; que la vitesse angulaire ω qui commencera le mouvement, devra être plus grande que celle qui serait déterminée par la résolution de cette équation ; et que plus cette roulette se rapprochera de la position N, plus cet excédent de vitesse angulaire, diminuera avec la distance zy, pour se réduire à zéro dans cette position N.

Le départ du manchon exigera donc une vitesse angulaire un peu plus grande que celle qui serait fournie par l'équation générale (N) ; puis cet excédent sur les résultats fournis par l'équation, dans les positions successives de la roulette, ira en diminuant pour se réduire à zéro en N.

Ainsi, une fois que le mouvement ascensionnel du manchon sera commencé, il ne faudra pas un si grand accroissement de vitesse angulaire pour l'amener dans sa position normale que si la roulette avait tourné autour de son axe de figure, mais ce mouvement ascensionnel aura commencé un peu plus tard.

A partir de la position N de la roulette, celle-ci revient vers sa position primitive et se rapproche de l'axe AB pendant tout le reste de la course montante du manchon. Pendant ce temps, le point m revient vers la position n, en ajoutant au bras de levier S cos a', un excédent zy qni va continuellement en augmentant ; le moment de la réaction P + Q l'emporte alors de plus en plus sur celui qu'indique l'équation générale (N) et il faut, pour continuer l'ascension du manchon, une vitesse angulaire qui l'emporte aussi de plus en plus sur celle qui serait fournie par cette équation (N). L'appareil devient donc de moins en moins sensible et il faut de plus grands accroissements de vitesse angulaire pour continuer le mouvement montant.

Il est clair que cette disposition ne s'appliquera qu'à un appareil dans lequel on aurait constaté trop de sensibilité, et

qui dénoterait une trop grande mobilité dans les mouvements du manchon destinés à diminuer la vitesse de la machine motrice.

Si les deux angles *a* et *a'* étaient égaux, la roulette après avoir reculé d'une certaine quantité pendant la première partie de l'ascension du manchon, se rapprocherait de AB, de la même quantité, pendant la seconde partie de cette ascension et le point *m* au lieu de s'arrêter en *o* à la fin de la course, reviendrait à son point de départ *n*. On peut donc, en choisissant convenablement la position de la roulette et celle de son axe de rotation, au moment où le manchon commence sa course, modifier à volonté la sensibilité de l'appareil dans une partie quelconque de cette course du manchon.

Le régulateur de M. Buss est un appareil bien approprié à sa destination et il présente plusieurs avantages importants.

1° Il peut être construit avec le degré de sensibilité que l'on voudra, à partir de l'isochronisme absolu qui représente le maximum de sensibilité possible.

2° Il peut être réduit à un assez faible volume, comme il est facile de le constater à la simple vue des appareils nombreux déjà fournis par l'inventeur ou ses représentants, aux constructeurs de machines.

3° Il fournit une course de manchon très considérable relativement à l'amplitude des mouvements des deux masses oscillantes.

Nous ferons seulement observer que sa construction exige la direction d'un ingénieur habile, parfaitement informé de toutes les conditions auxquelles il faut satisfaire dans la disposition de toutes les parties de l'appareil et connaissant bien le genre de modification à introduire dans cette disposition pour faire disparaître les défauts qu'il peut présenter après une construction première insuffisamment étudiée.

Il existe encore un très grand nombre d'autres régulateurs, dont quelques-uns sont très bons, mais l'examen de tous ces

appareils nous entraînerait au-delà des limites que nous avions assignées à cet ouvrage. Le lecteur trouvera une étude complète de ces organes indispensables à certaines catégories de machines motrices, dans le *Traité des machines motrices* de M. Ledieu et dans un mémoire de M. Dwelshauvers inséré dans le tome 31, 16e année, de la *Revue universelle des Mines*, de Liége.

FIN.

TABLE DES MATIÈRES.

CHAPITRE VI.

PAGES.

Des machines à air comprimé. 1
Machine de M. Cornet 9
Machine de M. Mékarski 30
Conditions économiques de l'emploi de l'air comprimé 58

CHAPITRE VII.

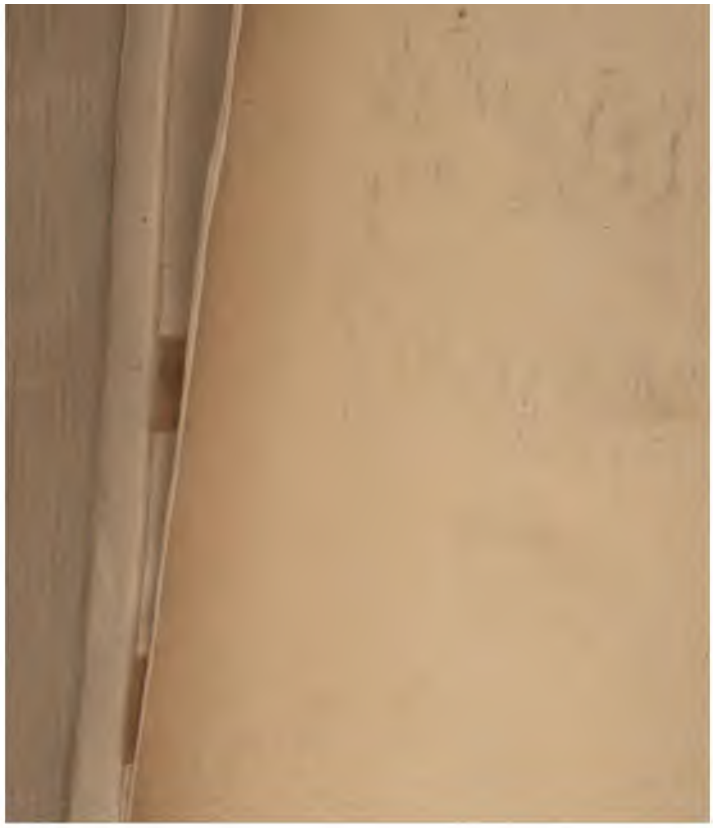
Des vapeurs saturées 65
Chaleur des liquides. 71
De la force élastique des vapeurs saturées. 81
De la chaleur de vaporisation des liquides 85
Des chaleurs interne et externe des vapeurs 89
De la densité des vapeurs 94
Des vapeurs surchauffées 97
Coefficient de dilatation des vapeurs 100
Loi de Hirn 102
De la détente des vapeurs 117
1er *cas*. Détente d'une masse constante de vapeur d'eau qui reste saturée 119
2e *cas*. Quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur pour que la détente s'accomplisse suivant la loi exposée dans le 1er cas 125
3e *cas*. Quantité d'eau liquide que doit contenir la vapeur pour que la détente s'effectue, approximativement et adiabatiquement, suivant la loi de Mariotte 134
4e *cas*. Détente adiabatique de la vapeur d'eau saturée en contact avec une quantité d'eau indéfinie . . . 144

PAGES.
Explosion des chaudières 145
5e *cas*. Détente adiabatique de la vapeur saturée, sèche. 153
6e *cas*. Détente adiabatique d'un mélange de vapeur et d'eau 167
7e *cas*. Détente de l'eau liquide à haute température . 170
8e *cas*. Détente adiabatique de certaines vapeurs d'une grande densité 176
9e *cas*. Détente adiabatique directe de l'eau à très haute température. 182
Des vapeurs surchauffées 189
Du cycle de Carnot appliqué à la vapeur 194
De la condensation des vapeurs 206
De l'écoulement des fluides 214
Écoulement des gaz permanents 217
Écoulement de la vapeur sèche 222
Écoulement de l'eau à haute température 225
Du choix d'un corps travailleur 230
Des vapeurs combinées 240
Du rendement des machines à vapeur d'eau, ordinaires. 244
Utilisation du combustible dans les chaudières . . . 257

CHAPITRE VIII.

Des machines à vapeur.

Types de machines à vapeur 268
Pression de la vapeur dans le cylindre et dans la chaudière d'une machine 278
Puissance des machines et des chaudières à vapeur. . 283
Modification de puissance et d'effet utile des machines 286
Définition du coefficient d'effet utile. 287
Quantité d'eau que la vapeur emporte des chaudières. 289
Des enveloppes ou chemises de vapeur. 295
Des effets de la surchauffe. 306
De la substitution des corps chauds à la chemise de vapeur 314
Des enveloppes de vapeur de décharge. 317

PAGES.
Machine à détente et condensation 605
Machine à deux cylindres, à détente et condensation . 611
Calcul des machines Compound 619
Machine d'épuisement à traction directe 635
Des locomotives sans foyer 641
RÉGULARISATION DE LA VITESSE DES MACHINES PAR LES MASSES EN MOUVEMENT 656
Travail que le volant doit emmagasiner et restituer quand il est placé sur l'arbre de la manivelle :
1° D'une machine à simple effet, sans détente . . 664
2° D'une machine à double effet, sans détente . . 666
3° D'une machine à deux cylindres, sans détente . 668
4° D'une machine à trois cylindres, sans détente . 671
Observations sur ce mode de calcul des quantités de travail à emmagasiner et à restituer. 675
Travail à emmagasiner et à restituer dans les machines à détente, à un seul cylindre et à double effet. . . 680
Travail à emmagasiner et à restituer dans les machines à détente, à deux cylindres. 689
RÉGLEMENTATION DE LA MARCHE DES MACHINES PAR LES MASSES EN MOUVEMENT 691
Réglementation de la vitesse des machines d'épuisement 693
RÉGULARISATION DE LA VITESSE DES MACHINES PAR ACTION DIRECTE SUR LA SOURCE DE TRAVAIL MOTEUR. 736
Régulateur à force centrifuge de Watt. 738
Régulateur de M. Farcot 760
Régulateur cosinus de M. Buss 775

A
D
B
C